

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh příčného řetězového zásobníku

Engineering Design of Transverse Chain Loader

Student: Bc. Pavel Janás
Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2011

VSB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Janás**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Konstrukční návrh příčného řetězového zásobníku**
Engineering Design of Transverse Chain Loader

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh příčného řetězového zásobníku pro dopravu tyčového materiálu čtvercového průřezu. Zařízení je umístěno ve vstupní části dělicí linky a zajišťuje automatický přívod materiálu k nakládacímu zařízení, jež podává materiál na válečkový dopravník, kterým se materiál přivádí k dělicímu zařízení.

Zpracujte variantní řešení stroje (vybraných konstrukčních uzlů) s detailním konstrukčním propracováním segmentů řetězového dopravníku s pohonem včetně nakládacího zařízení, jež podává materiál na válečkový dopravník.

Výchozí parametry:

Průřez podávaných profilů	max. 40x40mm
Maximální tloušťka stěny profilu	10mm
Hmotnost svazku materiálu	3t

Proved'te:

- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení doplněnou nezbytnými výpočty,
- projekční návrh kompletního řešení příčného řetězového zásobníku,
- detailní konstrukční propracování řešení segmentů řetězového dopravníku s pohonem včetně nakládacího zařízení, jež podává materiál na válečkový dopravník včetně určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v rozsahu minimálně 2xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 3 s.

HORYL. P.: *Statika a dynamika - 2. vyd.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 218 s. ISBN 80-7078-971-9

MARTÍNEK. P.: *Transportní zařízení*. Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3

KOPÁČEK J. : *Pohony a převody I. vyd.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2

LENERT J.: *Pružnost a pevnost I. 1. vyd.* - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. : il. ISBN 80-7078-392-3

Firemní literatura, podklady apod.

Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

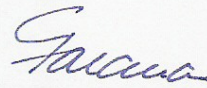
Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23. 5. 2011

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 23.5.2011

.....
Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Pavel Janás

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ostravice 230, 739 14

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

JANÁS, P. *Konstrukční návrh příčného řetězového zásobníku: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 124 s. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Kovář L.

Diplomová práce se zabývá projekčně – konstrukčním návrhem příčného řetězového zásobníku dle zadaných parametrů. V úvodu je zhodnocení dané problematiky v oblasti trhu. Následuje technický popis navrhovaného zařízení. V hlavní části je proveden návrh a výpočet komponentů a konstrukčních uzlů, z kterých se příčný řetězový zásobník skládá. Výkresová dokumentace a katalogy zvolených komponentů jsou součástí příloh.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

JANÁS, P. *Engineering Design Of Transverse Chain Leader: Master Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2011, 124 p. Thesis head: doc. Dr. Ing. Kovář L

Master thesis is dealing projection – construction design Engineering Design Of Transverse Chain Leader to set parameters . The introduction provides to the appreciation of the issues in the market. Further work includes technical description of the proposed facility. The main part is done the design and calculation of structural components and nodes, from which Engineering Design Of Transverse Chain Leader comprises. Drawings and catalogs of elective components are attachments

OBSAH

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ:	9
1 ÚVOD	15
2 ZHODNOCENÍ DANÉ PROBLEMATIKY NA TRHU	15
3 POŽADAVKY NA NAVRHOVANÝ PŘÍČNÝ ŘETĚZOVÝ ZÁSOBNÍK	22
4 TECHNICKÝ POPIS NAVRHOVANÉHO PŘÍČNÉHO ŘETĚZOVÉHO ZÁSOBNÍKU	23
5 NÁVRH A VÝPOČET PŘÍČNÉHO ŘETĚZOVÉHO ZÁSOBNÍKU	27
5.1 Určení dopravovaného materiálu	27
5.2 Výpočet hmotnosti 1 trubky	27
5.3 Výpočet hmotnosti svazku trubek	27
5.4 Návrh a výpočet zásobníku materiálu	28
5.4.1 Návrh zvedacích pásů	28
5.4.2 Návrh a výpočet navíjecích bubnů	30
5.4.2.1 Určení celkové délky zvedacího pásu	30
5.4.2.2 Určení nenavinuté délky zvedacího pásu	32
5.4.2.3 Určení navíjecí délky zvedacího pásu	34
5.4.2.4 Určení průměru navíjecího bubnu	35
5.4.2.5 Určení počtu vrstev navinutí zvedacího pásu na navíjecím bubnu	35
5.4.2.6 Určení výšky návinu	37
5.4.2.7 Návrh navíjecího bubnu	38
5.4.3 Výpočet síly potřebné k navíjení zvedacího pásu	39
5.4.4 Návrh a výpočet šroubu potřebného k uchycení zvedacího pásu v navíjecím bubnu	40
5.4.4.1 Výpočet malého průměru šroubu	42
5.4.4.2 Kontrola šroubu na tlak	42
5.4.5 Výpočet předběžného krouťícího momentu navíjecího bubnu	43
5.4.6 Návrh průměru hřídele pod navíjecím bubnem	44
5.4.7 Určení potřebných otáček navíjecí hřídele	44
5.4.8 Potřebný výkon motoru zásobníku	45
5.4.9 Volba pohonu zásobníku	46
5.4.10 Kontrola průměru hřídele pod navíjecím bubnem	47
5.4.11 Návrh a výpočet spojení mezi navíjecí hřídelí a navíjecím bubnem	47
5.4.11.1 Výpočet síly působící na těsné pero v náboji	49
5.4.11.2 Výpočet účinné délky těsného pera	49
5.4.11.3 Výpočet délky pera	50
5.4.11.4 Výpočet síly působící na těsné pero v hřídeli	50
5.4.11.5 Kontrola tlaku působícího na těsné pero v hřídeli	51
5.4.12 Návrh a výpočet řetězového převodu zásobníku	51
5.4.12.1 Převodový poměr řetězového převodu	52
5.4.12.2 Určení typu převodového řetězu	52
5.4.12.3 Volba počtu zubů řetězových kol	54
5.4.12.4 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol	54
5.4.12.5 Pevnostní kontrola převodového řetězu proti přetržení	55
5.4.12.6 Stanovení počtu článků řetězu	60
5.4.12.7 Stanovení délky převodového řetězu	60
5.4.12.8 Výpočet skutečné osové vzdálenosti převodu	61
5.4.12.9 Volba řetězových kol	62

5.5	Návrh a výpočet řetězového dopravníku.....	63
5.5.1	Určení typu dopravního řetězu	63
5.5.2	Výpočet hmotnosti dopravovaných trubek při plném naložení řetězového dopravníku.....	64
5.5.3	Výpočet síly potřebné k uvedení plně naloženého řetězového dopravníku do pohybu	65
5.5.4	Volba počtu zubů řetězových kol řetězového dopravníku	66
5.5.5	Výpočet roztečných průměrů řetězových kol řetězového dopravníku	66
5.5.6	Výpočet předběžného krouticího momentu řetězového dopravníku.....	66
5.5.7	Návrh průměrů hřídele pod řetězovými koly	67
5.5.8	Určení potřebných otáček hnací hřídele dopravníku.....	68
5.5.9	Potřebný výkon motoru řetězového dopravníku	68
5.5.10	Volba pohonu řetězového dopravníku	69
5.5.11	Kontrola průměru hřídele pod řetězovými koly	69
5.5.12	Rychlost přepravy řetězového dopravníku	70
5.5.13	Návrh a výpočet spojení mezi hnací hřídelí dopravníku a hnacím řetězovým kolem	71
5.5.13.1	Výpočet síly působící na těsné pero v náboji	72
5.5.13.2	Výpočet účinné délky těsného pera.....	72
5.5.13.3	Výpočet délky pera.....	73
5.5.13.4	Výpočet síly působící na těsné pero v hřídeli	73
5.5.13.5	Kontrola tlaku působícího na těsné pero v hřídeli.....	74
5.5.14	Pevnostní kontrola dopravního řetězu	75
5.5.15	Volba řetězových kol	79
5.5.16	Návrh a určení vodícího profilu	79
5.5.16.1	Volba vodícího profilu	80
5.5.16.2	Kontrola vodícího profilu na otláčení (deformaci)	81
5.5.17	Výpočet ložisek řetězových kol	81
5.6	Návrh a výpočet podavače	84
5.6.1	Výpočet síly potřebné k překlopení trubek podavačem	86
5.6.2	Minimální potřebná plocha válce hydro-motoru.....	90
5.6.3	Volba hydro-motoru	90
5.6.4	Kontrola hydro-motoru	91
5.6.5	Síla vyvozená hydro-motorem	91
5.6.6	Návrh hydraulického obvodu	92
5.6.7	Výpočet průměrů hřídele podavače.....	94
5.6.8	Výpočet svaru čepu podavače	94
5.6.8.1	Sklopení nosných průřezů svaru do roviny připojení.....	95
5.6.8.2	Výpočet napětí ve svaru	96
5.6.8.3	Kontrola svaru	97
6	ZÁVĚR.....	98
7	PODĚKOVÁNÍ.....	99
8	ZDROJE	100
9	LITERATURA.....	101
10	PŘÍLOHY.....	102

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ:

a	délka strany průřezu 1 trubky	$[m]$
a_s	velikost svaru	$[m]$
b_p	tloušťka zvedacího pásu	$[m]$
b_1	šířka pera	$[m]$
b_2	šířka pera	$[m]$
d_{CP}	průměr čepu podavače	$[m]$
d_D	průměr hřídele řetězového dopravníku pod řetězovými koly	$[m]$
d_{HM}	průměr pístní tyče hydro-motoru	$[m]$
d_{NH}	průměr navíjecího hřídele pod navíjecím bubnem	$[m]$
d_p	průměr hřídele podavače	$[m]$
d_s	průměr svaru	$[m]$
d_3	malý průměr závitu	$[m]$
f	součinitel	$[1]$
f_D	součinitel tření mezi dopravním řetězem a vodícím profilem	$[1]$
g	gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
h_N	výška návínu	$[m]$
h_1	výška pera	$[m]$
h_2	výška pera	$[m]$
i_D	převodový poměr řetězového dopravníku	$[1]$
i_{PZ}	převodový poměr řetězového převodu zásobníku	$[1]$
k	bezpečnost	$[1]$
k_e	bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu	$[1]$
k_{DD}	dynamická bezpečnost řetězu řetězového dopravníku	$[1]$
k_{DZ}	dynamická kontrola řetězu řetězového převodu zásobníku	$[1]$
k_{SD}	statická bezpečnost řetězu řetězového dopravníku	$[1]$
k_{SZ}	statická kontrola řetězu řetězového převodu zásobníku	$[1]$
k_4	převodní součinitel	$[1]$

l_{CP}	celková délka zvedacího pásu	$[m]$
l_{NAP}	navíjecí délka zvedacího pásu	$[m]$
l_{NEP}	nenavinutá délka zvedacího pásu	$[m]$
l_T	délka trubky	$[m]$
l_{ZbN1}	zbývající navíjecí délka po 1. vrstvě navinutí	$[m]$
l_{ZbN2}	zbývající navíjecí délka po 2. vrstvě navinutí	$[m]$
l_1 až l_9	délky jednotlivých úseků zvedacího pásu	$[m]$
l_{10}, l_{11}, l_{12}	délky jednotlivých úseků nenavinutého zvedacího pásu	$[m]$
l_{15}	účinná délka pera	$[m]$
l_{16}	délka pera	$[m]$
l_{18}	účinná délka pera	$[m]$
l_{19}	délka pera	$[m]$
l_{21}	vzdálenost kolmé síly, která je třeba k překonání M_{C30} , od osy otáčení podavače	$[m]$
l_{22}	vzdálenost síly F_p od svaru	$[m]$
m_D	hmotnost dopravovaných trubek při plném naložení dopravníku	$[kg]$
m_S	hmotnost svazku trubek	$[kg]$
m_{SV}	hmotnost svazku trubek, která byla zvolena pro výpočet	$[kg]$
m_T	hmotnost 1 trubky	$[kg]$
m_Z	hmotnost zvedaná zvedacími pásy v jednom zásobníku	$[kg]$
m_{1mD}	hmotnost 1 metru dopravního řetězu	$[kg \cdot m^{-1}]$
m_{1mT}	hmotnost 1 metru dopravované trubky	$[kg \cdot m^{-1}]$
m_{1mZ}	hmotnost 1 metru převodového řetězu	$[kg \cdot m^{-1}]$
n	počet kusů trubek	$[1]$
n_D	počet kusů trubek při plném naložení řetězového dopravníku	$[1]$
n_{ED}	výstupní otáčky z elektropřevodovky řetězového dopravníku	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_{EN}	výstupní otáčky z elektropřevodovky zásobníku	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_N	potřebné otáčky navíjecí hřídele	$[ot \cdot min^{-1}]$

n_p	potřebné otáčky hřídele dopravníku	$[ot \cdot min^{-1}]$
n_v	počet vrstev navinutí	[1]
p	pro kuličková ložiska 3	[1]
p_{ds}	dovolený tlak působící na šroub	$[Pa]$
p_s	tlak působící na šroub	$[Pa]$
p_{prac}	pracovní tlak	$[Pa]$
p_{11}	tlak působící na pero v hřídeli	$[Pa]$
p_{12}	tlak působící na pero v hřídeli	$[Pa]$
p_{21}	tlak působící na pero v náboji	$[Pa]$
p_{22}	tlak působící na pero v náboji	$[Pa]$
r_1	poloměr pevného čepu v rámu zásobníku	$[m]$
r_2	poloměr otáčivého čepu zásobníku	$[m]$
\check{s}_b	šířka bubnu	$[m]$
\check{s}_{db}	šířka drážky bubnu	$[m]$
t_D	rozteč dopravního řetězu řetězového dopravníku	$[m]$
t_Z	rozteč převodového řetězu zásobníku	$[m]$
t_1	výška pera v hřídeli	$[m]$
t_{11}	výška pera v náboji	$[m]$
t_2	výška pera v hřídeli	$[m]$
t_{22}	výška pera v náboji	$[m]$
v_N	rychlost navíjení zvedacího pásu na průměru poslední vrstvy	$[m \cdot s^{-1}]$
v_p	rychlost přepravy řetězového dopravníku	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{pp}	předběžná rychlost přepravy řetězového dopravníku	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{1N}	rychlost převodového řetězu vyvinutá pohonem	$[m \cdot s^{-1}]$
z_{1D}	počet zubů hnacího řetězového kola řetězového dopravníku	[1]
z_{2D}	počet zubů hnaného řetězového kola řetězového dopravníku	[1]
z_{1Z}	počet zubů hnacího řetězového kola řetězového převodu zásobníku	[1]
z_{2Z}	počet zubů hnaného řetězového kola řetězového převodu zásobníku	[1]

A_{SKZ}	skutečná osová vzdálenost řetězového převodu zásobníku	$[m]$
C	základní dynamická únosnost ložiska	$[N]$
D_b	průměr navíjecího bubnu	$[m]$
$D_{boč}$	průměr bočnic navíjecího bubnu	$[m]$
D_{HM}	jmenovitý průměr válce hydro-motoru	$[m]$
D_1	průměr 1. navinuté vrstvy	$[m]$
D_2	průměr 2. navinuté vrstvy	$[m]$
D_5	roztečný průměr hnacího řetězového kola řetězového převodu zásobníku	$[m]$
D_6	roztečný průměr hnaného řetězového kola řetězového převodu zásobníku	$[m]$
D_8	roztečný průměr hnacího řetězového kola řetězového dopravníku	$[m]$
D_9	roztečný průměr hnaného řetězového kola řetězového dopravníku	$[m]$
F_{mD}	síla od tíhy řetězu řetězového dopravníku	$[N]$
F_{mZ}	síla tíhy řetězu řetězového převodu zásobníku	$[N]$
F_B	síla potřebná uvedení plně naloženého řetězového dopravníku do pohybu	$[N]$
F_{CD}	odstředivá síla v řetězovém dopravníku	$[N]$
F_{CZ}	odstředivá síla v řetězovém převodu zásobníku	$[N]$
F_{HM}	síla vyvozená hydro-motorem	$[N]$
F_N	síla potřebná k navinutí zvedacího pásu	$[N]$
F_{OD}	obvodová síla v řetězovém dopravníku	$[N]$
F_{OZ}	obvodová síla v řetězovém převodu zásobníku	$[N]$
F_P	síla potřebná k překlopení trubek podavačem	$[N]$
F_{PtD}	síla přetržení řetězu doporučená výrobcem	$[N]$
F_{PtZ}	síla přetržení řetězu doporučená výrobcem	$[N]$
F_{1D}	tažná síla působící v horní větvi řetězového dopravníku	$[N]$
F_{1Z}	tažná síla působící v horní větvi řetězu řetězového převodu zásobníku	$[N]$
F_{11}	síla působící na pero v hřídeli	$[N]$
F_{12}	síla působící na pero v hřídeli	$[N]$

F_{21}	síla působící na pero v náboji	$[N]$
F_{22}	síla působící na pero v náboji	$[N]$
L_D	délka řetězového dopravníku	$[m]$
L_Z	délka řetězu řetězového převodu zásobníku	$[m]$
L_{10hD}	základní trvanlivost ložiska řetězového dopravníku	$[hod]$
M_{C30}	největší celkový moment při překlápění trubek podavačem (30°)	$[N \cdot m]$
M_{KDP}	předběžný kroutící moment řetězového dopravníku	$[N \cdot m]$
M_{KbP}	předběžný kroutící moment navíjecího bubnu	$[N \cdot m]$
M_{OS}	ohybový moment svaru	$[N \cdot m]$
M_{2ED}	výstupní moment elektropřevodovky řetězového dopravníku	$[N \cdot m]$
M_{2EN}	výstupní moment elektropřevodovky zásobníku	$[N \cdot m]$
O_1	obvod 1. navinuté vrstvy	$[m]$
O_2	obvod 2. navinuté vrstvy	$[m]$
P_D	výkon k vyvolání M_{KDP}	$[kW]$
P_{ED}	výkon elektropřevodovky řetězového dopravníku	$[kW]$
P_{EN}	výkon elektropřevodovky zásobníku	$[kW]$
P_L	radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska řetězového dopravníku	$[N]$
P_{PD}	potřebný výkon motoru dopravníku	$[kW]$
P_{PZ}	potřebný výkon motoru zásobníku	$[kW]$
P_Z	výkon k vyvolání M_{KB}	$[kW]$
Re	mez kluzu v tahu pro navíjecí hřídel	$[Pa]$
S_{HM}	plocha válce hydro-motoru	$[m^2]$
S_{PHM}	potřebná plocha válce hydro-motoru	$[m^2]$
S_S	plocha svaru	$[m^2]$
W_{KD}	modul odporu průřezu hřídele řetězového dopravníku v krutu	$[m^3]$
W_{KNH}	modul odporu průřezu navíjecího hřídele v krutu	$[m^3]$
W_{KP}	modul odporu průřezu hřídele podavače v krutu	$[m^3]$
X_D	součinitel radiálního zatížení ložiska řetězového dopravníku	$[1]$

X_Z	počet článků řetězu řetězového převodu zásobníku	[1]
Y	činitel rázu	[1]
α	úhel mezi kolmou silou, která je třeba k překonání M_{C30} a silou působící v ose hydro-motoru	[°]
β	součinitel velikosti svaru	[1]
η	celková účinnost	[1]
σ_{red}	redukované napětí	[Pa]
σ_{DS}	napětí dovolené ve svaru	[Pa]
τ_D	napětí v krutu hřídele řetězového dopravníku	[Pa]
τ_{DD}	dovolené napětí v krutu hřídele řetězového dopravníku	[Pa]
τ_{DS}	dovolená mez pevnosti ve střihu	[Pa]
τ_{NH}	napětí v krutu navíjecí hřídele	[Pa]
τ_{NHD}	dovolené napětí v krutu navíjecí hřídele	[Pa]
τ_P	napětí v krutu hřídele podavače	[Pa]
τ_{PD}	dovolené napětí v krutu hřídele podavače	[Pa]
τ_S	mez pevnosti ve střihu	[Pa]
τ_{\perp}	napětí ve směru kolmém na svar od síly	[Pa]
$\tau_{\perp Mo}$	napětí ve směru kolmém na svar od ohybového momentu	[Pa]
ω_N	úhlová rychlost navíjení zvedacího pásu na průměru poslední vrstvy	[rad · s ⁻¹]
ω_P	úhlová rychlost přepravy řetězového dopravníku	[rad · s ⁻¹]
ω_{PP}	předběžná úhlová rychlost přepravy řetězového dopravníku	[rad · s ⁻¹]

1 ÚVOD

Tato diplomová práce představuje konstrukční návrh příčného řetězového zásobníku. Příčný řetězový zásobník se skládá ze tří hlavních částí, kterými jsou: zásobník, řetězový dopravník a podavač. Každá z těchto tří částí je za pomoci výpočtů (včetně svých konstrukčních uzlů) konstrukčně navržena, tak aby byly splněny požadované požadavky na návrh a konstrukci zařízení. Jednou z firem, která se podobnou problematikou v České republice zabývá, je firma ExactCut s.r.o.

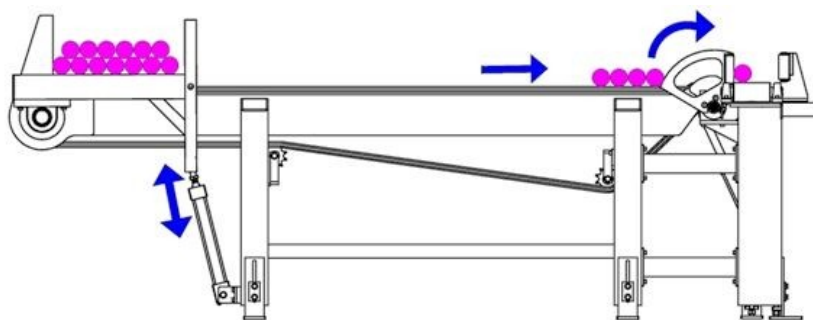
2 ZHODNOCENÍ DANÉ PROBLEMATIKY NA TRHU

Zhodnocení dané problematiky, tj. příčnými řetězovými zásobníky na trhu, ale i v oblasti patentů a literatury, je podrobně zhotoveno v mém Diplomovém projektu. Proto bych zde představil jen základní zhodnocení dané problematiky.

Jak už bylo napsáno v úvodu, téma diplomové práce představuje konstrukční návrh příčného řetězového zásobníku. Toto zařízení je možno chápat jako celek a nebo jako zařízení, které je složeno ze zařízení zásobníku, dopravníku a podavače.

Na trhu se zařízením jako celkem se zabývá společnost ExactCut s.r.o. Firma ExactCut s.r.o. je relativně mladou firmou na českém trhu, ale o to více zkušenou v segmentu vysokovýkonných kotoučových pil pro dělení železných a neželezných kovů. Firma nabízí mnoho příslušenství ke kotoučovým pilám, ale zároveň také může nabídnout i testy různých rezných nástrojů. Jedním z příslušenství ke kotoučovým pilám je zařízení nazvané „vstupní část“, které v tomto případě zastupuje mnou navrhované zařízení.

Vstupní část – zařízení umístěná ve vstupní části dělicí linky zajišťuje automatický přívod materiálu k dělení (obr. 2.1). Důležitým kritériem je vhodný způsob zakládání materiálu, délka dělení apod. [8].

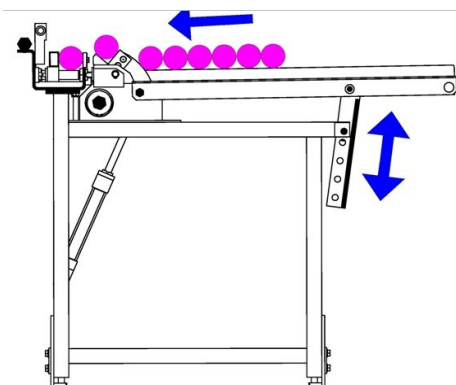


Obr. 2.1 Příčný řetězový zásobník od firmy ExactCut s.r.o

Bohužel firma ExactCut s.r.o je na trhu jediná, která se zabývá výrobou příčných řetězových zásobníků (v jejím případě se toto zařízení nazývá: vstupní část). Dále už musíme příčný řetězový zásobník brát pouze jako pracovní linku, která se skládá ze tří samostatných zařízení, a to: zásobníku, dopravníku a podavače. V případě, že navrhované zařízení takto rozdělíme, na trhu najdeme spousty firem, které se jednotlivými zařízeními zabývají a z jednotlivých variant řešení pro to či ono zařízení pak poskládáme požadovaný příčný řetězový zásobník.

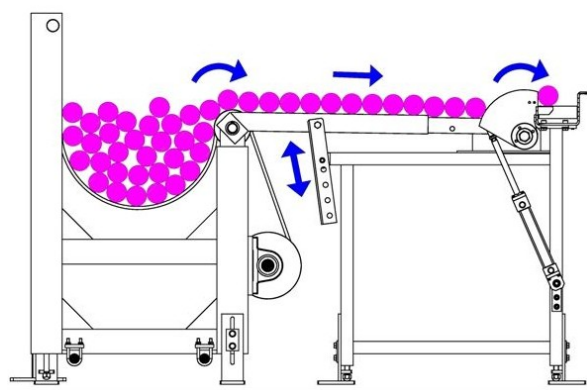
Zásobník – výrobou zásobníku se např. zabývá již zmíněná firma ExactCut s.r.o, jejíž jednotlivé řešení zásobníků jsou uvedena níže.

Příčný zásobník materiálu je obzvláště vhodný pro použití u kruhových a krátkých délek řezaných kusů. Díky své jednoduché ověřené konstrukci a nízké ceně je standardním řešením u většiny malých obráběcích strojů. Materiál se zakládá na příčné vedení s nastavitelným sklonem v menších svazcích jeřábem nebo ručně. Oddělování a nakládání tyčí materiálu ze zásobníku je zajištěno pomocí synchronních hydraulicky poháněných nakládacích segmentů [8].



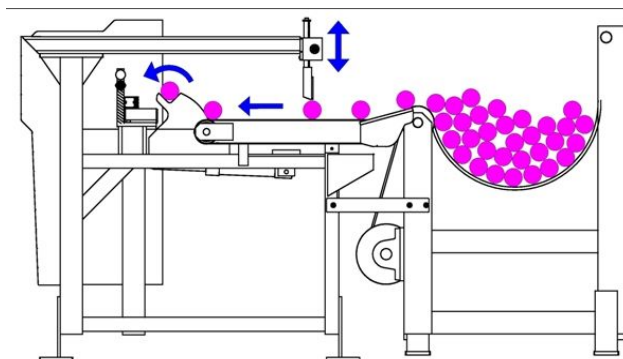
Obr. 2.2 Příčný zásobník materiálu

Pomocný zásobník svazků významným způsobem zjednodušuje manipulaci s materiálem při zakládání a přesouvání na příčný zásobník materiálu. Jeho použití je obzvláště vhodné při dělení větších délek, kde je nutné častěji doplňovat materiál, a při manipulaci s většími svazky. Obsluha založí svazek tyčového materiálu do prostoru řemenů a pomocí tlačítek přesune materiál ze svazkového zásobníku [8].



Obr. 2.3 Pomocný zásobník svazků

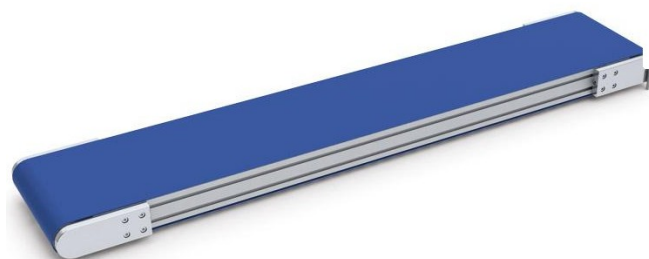
Automatický zásobník slouží k plně automatickému přísuvu a jednocení tyčového materiálu na válečkový dopravník. Optimální využití zásobníku je pro velké množství kusů větších délek. Obsluha založí svazek kovových tyčí do prostoru řemenů a pomocí tlačítek přesune materiál do prostoru snímání. Další nakládání probíhá plně automaticky až do doby, kdy je zásobník vyprázdněn [8].



Obr. 2.4 Automatický zásobník svazků

Dopravník – řešení dopravníku mezi zásobníkem a podavačem naskýtá mnoho možností řešení. Dopravník je možno řešit jako dopravník válečkový, řetězový, pásový, řemenový. Jednou z firem, která se na trhu zabývá dopravními systémy, je firma Haberkorn Ulmer s.r.o., která vyrábí jak válečkové, tak i řetězové, pásové a řemenové dopravníky v mnoha variantách dle požadavků zákazníka. Ukázky některých variant řešení jsou uvedeny níže.

Pásové dopravníky jsou určeny převážně k přepravě kusových výrobků různých vlastností. Jsou vhodné jak k samostatnému použití, tak pro zástavbu do větších dopravních celků, popř. výrobních a montážních linek. Vyznačují se lehkou a pevnou konstrukcí z eloxovaných hliníkových profilů, moderním designem a velkou variabilitou provedení [2].



Obr. 2.5 Pásový dopravník s pohonem uvnitř bubnu

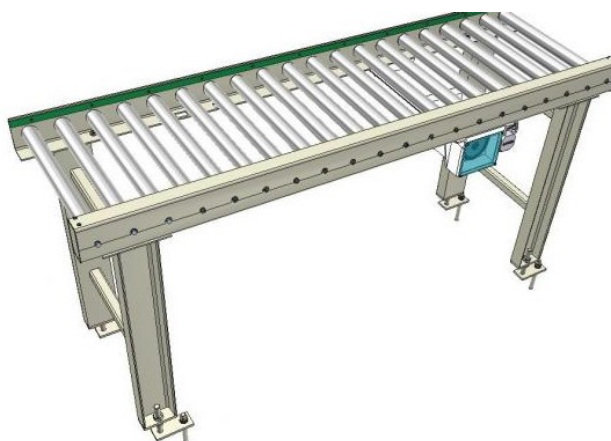
Řetězové dopravníky jsou určeny výhradně k přepravě kusových výrobků větších rozměrů a vyšších hmotností (palety, přepravní boxy apod.). Jsou vhodné jak k samostatnému použití, tak pro zástavbu do větších dopravních celků, popř. výrobních a montážních linek. Vyznačují se lehkou a pevnou konstrukcí z eloxovaných hliníkových profilů, moderním designem a velkou variabilitou provedení [2].



Obr. 2.6 Řetězový dopravník 40CD MS

Další firmou zabývající se dopravními systémy je firma D A S spol. s r.o., která se prezentuje jako dodavatel transportní a manipulační techniky s vlastní konstrukční kanceláří a výrobními kapacitami v oborech kovoobrábění, zámečnická výroba. Ukázky některých variant řešení dopravních zařízení jsou uvedeny níže.

Válečkový dopravník určený k dopravě kovových dílů, rotačního tvaru [10].



Obr. 2.7 Válečkový dopravník VD 7341

Pásový dopravník pro dopravu kusových výrobků [10].



Obr. 2.8 Pásový dopravník vodorovný PD 6728

Podavač – I u jednotlivých variant řešení samotného podavače se naskýtá několik možností řešení:

Plně automatický hydraulický podavač dlouhých tyčí

Rozsah průměrů tyčí	3 ÷ 20 mm; (Ø2 ÷ Ø22 s úpravou)
Rozsah délek tyčí	3 300; 3 850; 4 200 mm
Zásobník tyčí, nakládání	160 mm - boční police
Čas výměny tyče	0,5 min
Vedení tyče	hydrodynamický U-kanál
Způsob podávání	servomotor, řetěz
Synchronizace	PLC, servomotor



Obr. 2.9 Plně automatický hydraulický podavač dlouhých tyčí EXPRESS 220

Plně automatické zásobníky a podavače krátkých tyčí

Rozsah průměrů tyčí	6 ÷ 65 mm
Rozsah délek tyčí	300 ÷ 1 250 (1 500) mm (omezeno délkou vřetene)
Zásobník tyčí, nakládání	640 mm - boční police
Čas přeseřízení rozměru tyče	5,0 / 10,0 min. (s výměnou tlačníku)
Podávací hlava	pevná
Vedení tyče	pouze ve vřetenu stroje
Způsob podávání	pneumaticky
Synchronizace	PLC
Posouvání podavače	300 mm



Obr. 2.10 Plně automatický zásobník a podavač krátkých tyčí ECO LOAD

Hydraulické podavače dlouhých tyčí s ruční výměnou tyčí

Rozsah průměrů tyčí	2 ÷ 68 mm
Rozsah délek tyčí	max. 6 000 mm
Čas přeseřízení rozměru tyče	1 min
Způsob nakládání tyčí	ruční - vybočení tělesa podavače
Podávací hlava	otočná, kluzná
Vedení tyče	hydrodynamické - v uzavřených trubkových kanálech
Způsob podávání	hydraulicky - tlakem
Synchronizace	PLC
Objem oleje	120 l



Obr. 2.11 Hydraulický podavač dlouhých tyčí s ruční výměnou tyčí SUPER HYDROBAR HS

Tímto jsem se snažil představit zhodnocení dané problematiky na trhu. Při výběru jedné varianty řešení z mnoha variant řešení zásobníku, dopravník a podavače jsou rozhodujícím kritériem požadavky, které by měl příčný řetězový zásobník splňovat. Požadavky na mnou navrhovaný příčný řetězový zásobník jsou uvedeny v bodě 3 (POŽADAVKY NA NAVRHOVANÝ PŘÍČNÝ ŘETĚZOVÝ ZÁSOBNÍK).

3 POŽADAVKY NA NAVRHOVANÝ PŘÍČNÝ ŘETĚZOVÝ ZÁSOBNÍK

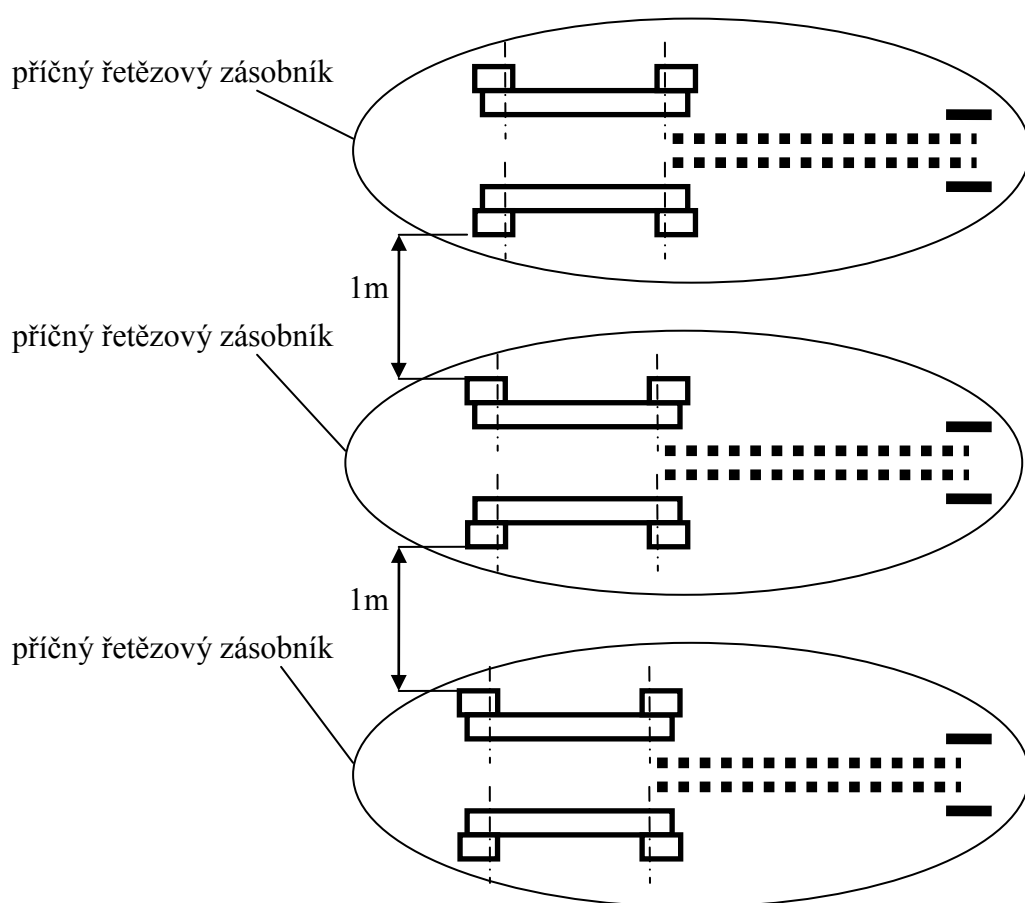
- 1) Zabudován zásobník materiálu
- 2) Příčný řetězový zásobník je složen ze zařízení: zásobník, řetězový dopravník, podavač
- 3) Řetězový dopravník tvořen válečkovým řetězem
- 4) Podavač umožňuje překlopit dva materiály najednou s určitou mezerou mezi sebou
- 5) Při návrhu brát ohled na ekonomickou stránku
- 6) Dopravovaný materiál musí být řetězovým dopravníkem dopravován pěkně za sebou.

4 TECHNICKÝ POPIS NAVRHOVANÉHO PŘÍČNÉHO ŘETĚZOVÉHO ZÁSOBNÍKU

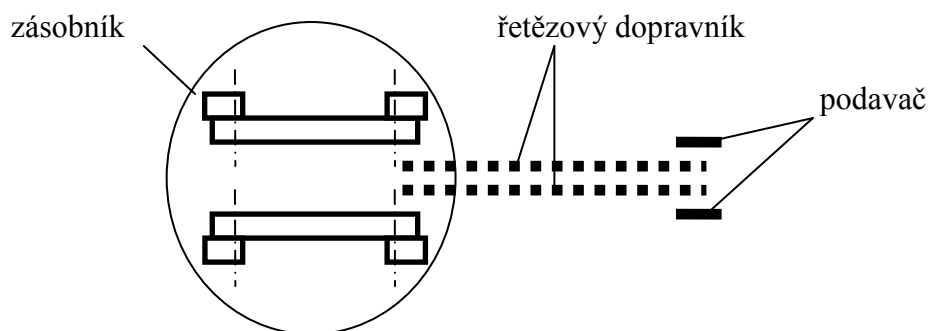
Na úvod bych chtěl říci, že předlohou pro mnou navrhovaný příčný řetězový zásobník byl „pomocný zásobník svazku“ od firmy ExactCut s.r.o. (<http://www.exactcut.cz/pomocny-zasobnik-svazku> - obr. 2.3).

Navrhovaný příčný řetězový zásobník je součástí podávací linky. Podávací linku tvoří tři příčné řetězové zásobníky, které jsou umístěny vedle sebe ve vzdálenosti 1 metr (obr. 4.1). Podávací linka slouží k dopravě materiálu k dělicímu zařízení. Materiálem, který bude podávací linkou dopravován, jsou ocelové trubky (viz bod 5.1). Každý samotný příčný řetězový zásobník je složen ze zásobníku, řetězového dopravníku a podavače (obr. 4.2). Materiál, který je ve svazku, je pomocí jeřábu, vysoko zdvižného vozíku nebo pomocí jiného zdvihadla umístěn do zásobníku (obr. 4.3). Základem zásobníku je rám (pozice č. 1 na výkrese č. JAW041-S01), v kterém jsou uloženy dva pryžové pásy (pozice č. 7 na výkrese č. JAW041-S01), do kterých je materiál vsazen. Každý z pásů je na jednom svém konci chycen k rámu zásobníku a druhým koncem je upevněn v navíjecím bubnu. Každý pás má vlastní navíjecí buben (pozice č. 2 na výkrese č. JAW041-S01). Oba navíjecí bubny jsou nasazeny na společné hřídeli (pozice č. 4 na výkrese č. JAW041-S01), která je uložena ve dvou ložiskových tělesech (pozice č. 6 na výkrese č. JAW041-S01). Ložisková tělesa jsou pomocí šroubů (pozice č. 37 na výkrese č. JAW041-S01) připevněny k rámu zásobníku. Otáčivý pohyb navíjecích bubnů (navíjení pásů na buben) je zapříčiněn přes řetězový převod kuželochelní převodovkou s elektromotorem (pozice č. 11 na výkrese č. JAW041-S01). Navíjením pásů na navíjecí buben se pás zvedá a natahuje (obr. 4.4). Tím také dochází k pomalému zvedání trubek. Po určitém navinutí pásu se pomalu trubky začínají přesouvat ze zásobníku na řetězový dopravník. Mezi řetězovým dopravníkem a zásobníkem je umístěna ocelová lišta (pozice č. 12 na výkrese č. JAW041-S01), která brání tomu, aby na řetězový dopravník vstupovalo více trubek najednou. Díky této liště se na řetězový dopravník dostávají ze zásobníku trubky jedna za druhou, nikdy např. dvě na sobě nebo jinak přes sebe. Trubky, které se dostaly ze zásobníku na řetězový dopravník, jsou tímto dopravníkem dopraveny na druhý konec dopravníku k podavači. Samotný řetězový dopravník je tvořen dvěma řetězy (pozice č. 26 na výkrese č. JAW041-S01), které mají mezi sebou vzdálenost 0,35 metrů. Oba řetězy jsou přes řetězová kola poháněna jedním elektromotorem (pozice č. 25 na výkrese č. JAW041-S01). Na konci řetězového dopravníku je umístěn podavač (obr. 4.5), jehož pomocí

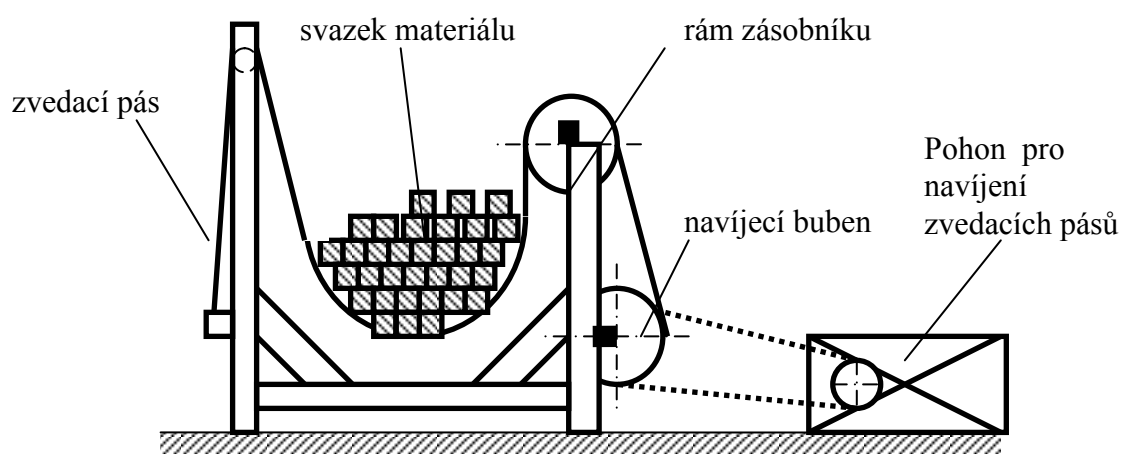
jsou dvě první trubky, které dorazily na konec řetězového dopravníku, přeloženy na válečkový dopravník, který je umístěn kolmo na všechny tři příčné řetězové zásobníky (spojuje je). Tím, že každý příčný řetězový zásobník má svůj podavač, jsou trubky překlápěny ve třech místech. Takto překlápené trubky jsou pak již válečkovým dopravníkem dopraveny k dělicímu zařízení.



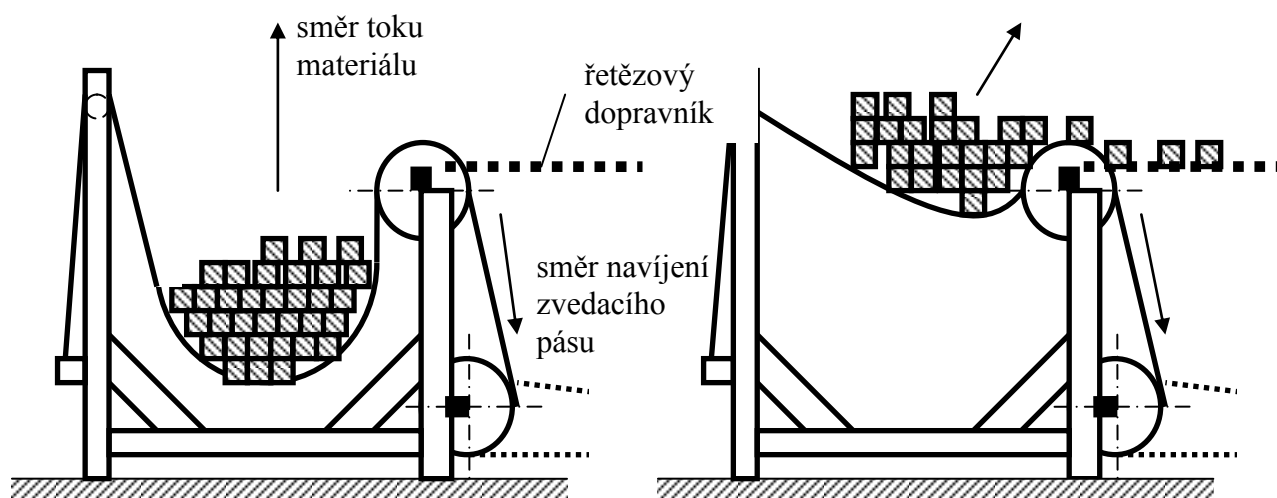
Obr. 4.1 Půdorysné schéma podávací linky, která je tvořena třemi příčnými řetězovými zásobníky



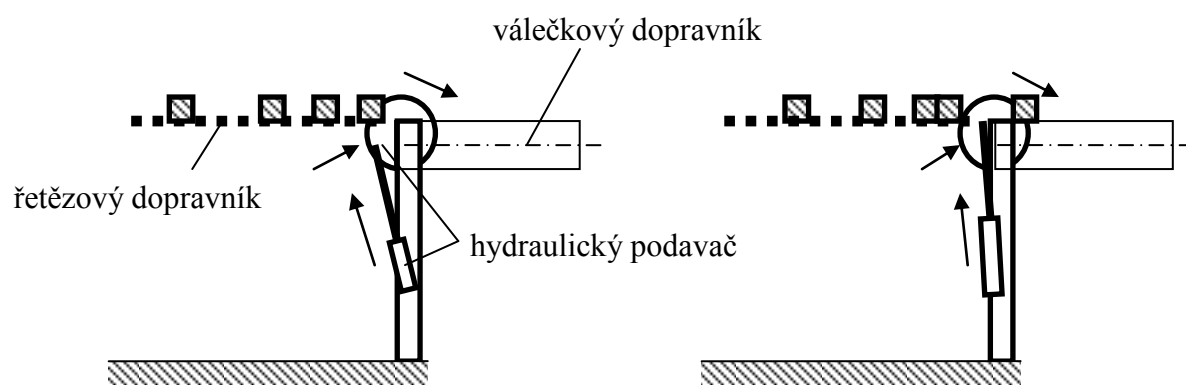
Obr. 4.2 Půdorysné schéma příčného řetězového zásobníku



Obr. 4.3 Schéma zásobníku s jeho hlavními částmi



Obr. 4.4 Princip podávání materiálu ze zásobníku na řetězový dopravník



Obr. 4.5 Schéma podavače a jeho princip

5 NÁVRH A VÝPOČET PŘÍČNÉHO ŘETÉZOVÉHO ZÁSOBNÍKU

5.1 Určení dopravovaného materiálu

Na základě domluvy s vedoucím DP budou materiálem, který budu dopravovat ze zásobníku ke kotoučové pile, trubky čtvercového profilu, podélně svařované metodou rychlé frekvence, broušené DIN 2395 30x30mm od firmy ITALINOX s.r.o. (viz. příloha A – katalogový list dopravovaného materiálu).

5.2 Výpočet hmotnosti 1 trubky

Na základě korespondence s firmou ITALINOX s.r.o. (viz. příloha B – korespondence s firmou ITALINOX s.r.o.) je délka dopravovaných trubek 6m.

$$\begin{aligned}m_T &= l_T \cdot m_{1mT} \\m_T &= 6 \cdot 2,645 \\m_T &= 15,87kg\end{aligned}\tag{5.1}$$

,kde l_T je délka trubky [m]

m_{1mT} je hmotnost 1 metru zvolené trubky (viz. příloha A) $[kg \cdot m^{-1}]$

5.3 Výpočet hmotnosti svazku trubek

Na základě s korespondencí s firmou ITALINOX s.r.o. (viz. příloha B), která dodává materiál už od 1 kusu trubky a na základě domluvy s vedoucím DP, volím, že hmotnost svazku trubek pro výpočet nepřesáhne 3t nebo-li 3000kg.

$$\begin{aligned}n &= \frac{m_{SV}}{m_T} \\n &= \frac{3000}{15,87} \\n &= 189,03 \cong 189 \text{ kusů}\end{aligned}\tag{5.2}$$

,kde m_{SV} je hmotnost svazku trubek, která byla zvolena pro výpočet $[kg]$
 m_T je hmotnost 1 trubky $[kg]$

$$\begin{aligned}m_S &= m_T \cdot n \\m_S &= 15,87 \cdot 189 \\m_S &= 2999,43kg\end{aligned}\tag{5.3}$$

,kde m_T je hmotnost 1 trubky $[kg]$
 n je počet kusů trubek ve svazku $[1]$

5.4 Návrh a výpočet zásobníku materiálu

Jak už bylo uvedeno v bodě 4, součástí příčného řetězového zásobníku je zásobník materiálu. Zásobník je naplněn materiálem, který chceme dopravovat k dělicímu zařízení. Tímto materiálem jsou ocelové trubky čtvercového profilu (viz bod 5.1), které jsou umístěny do zásobníku ve svazku v počtu 189 kusů (obr. 4.3).

5.4.1 Návrh zvedacích pásů (pozice č. 7 na výkrese č. JAW041-S01)

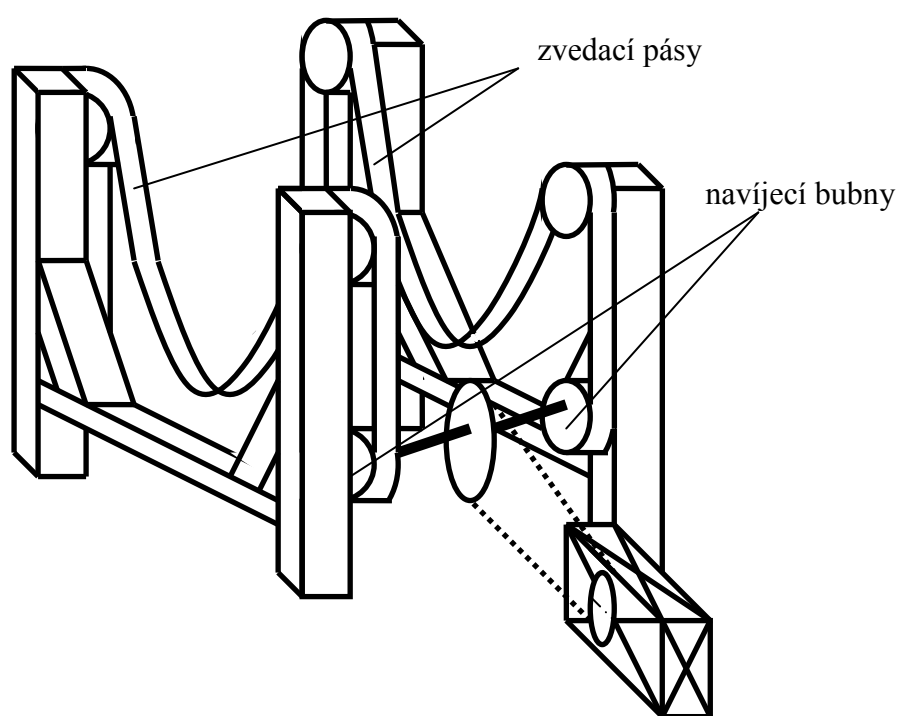
Součástí zásobníku jsou zvedací pásy (obr. 5.1). Tyto pásy jsou v každém zásobníku dva (obr. 5.2). Principem těchto pásů je navíjet se na navíjecí buben a zvedat tak materiál, který na páslech leží (obr. 4.4). Každý z pásů má svůj vlastní navíjecí buben.

Zvedací pásy volím od firmy VINGU Steel s.r.o jako zvedací pásy jednovrstvé z polyesteru (PES) ČSN EN 1492-1, označení: 1S-120 (viz příloha C – katalogový list zvoleného zvedacího pásu)

označení	nosnost		šířka	tloušťka	Délka oka	Šířka oka	Min. délka pásu
	přímá	U	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
1S-120	2000	4000	120	3,5	425	40	1750



Obr. 5.1 Zvedací pás



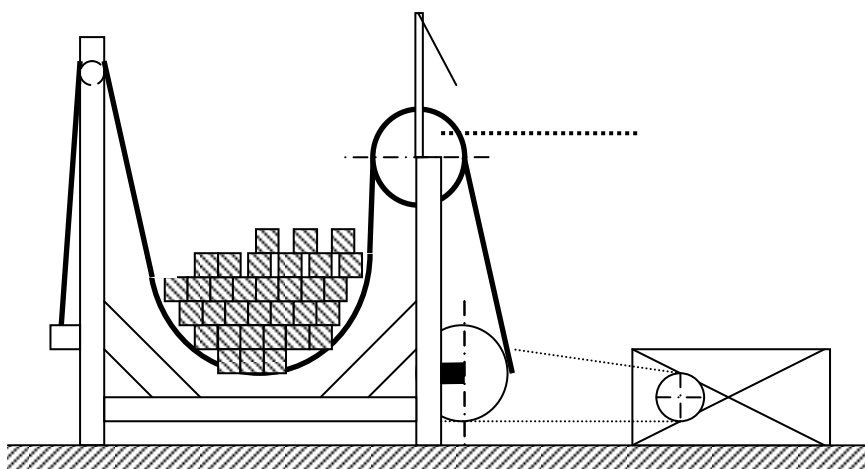
Obr. 5.2 Umístění zvedacích pásů v zásobníku

5.4.2 Návrh a výpočet navíjecích bubnů (pozice č. 2 na výkrese č. JAW041-S01)

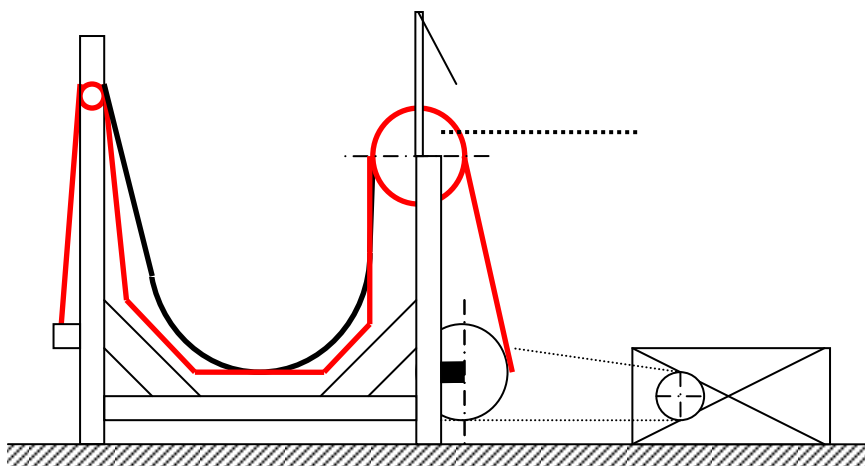
Abych mohl navrhnout velikost navíjecího bubnu, musím znát navíjecí délku zvedacího pásu, kterou musím na navíjecí buben navinout, aby došlo ke zvednutí a zároveň napnutí zvedacího pásu, a tím pádem došlo k přesunutí materiálu ze zásobníku na řetězový dopravník.

5.4.2.1 Určení celkové délky zvedacího pásu

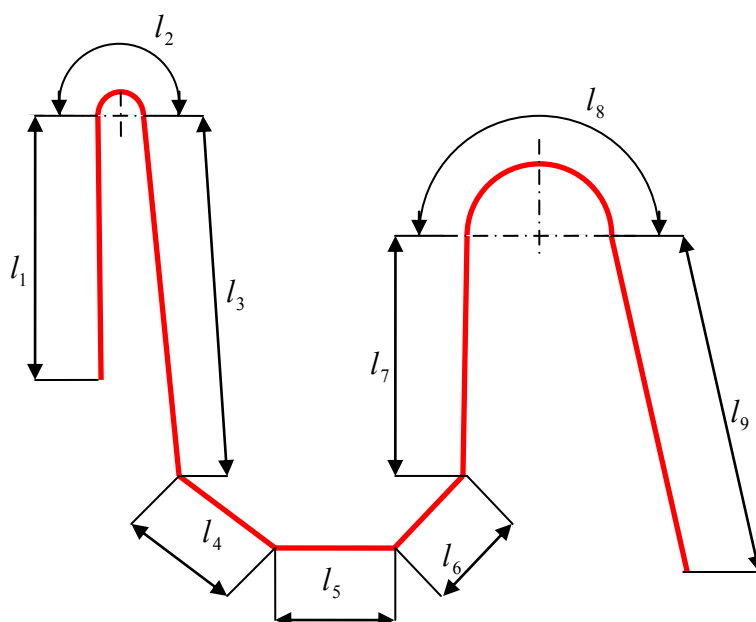
K tomu, abych mohl určit navíjecí délku zvedacího pásu, musím znát celkovou délku zvedacího pásu. Na obr. 5.3 je znázorněno, jak asi vypadá celková délka pásu v praxi při naložení materiálu do zásobníku, před tím než začne navíjení zvedacího pásu. Já pro určení celkové délky pásu vycházím z obr. 5.4, kde červeně je znázorněna mnou navrhovaná délka zvedacího pásu. Na obr. 5.5 je pak tato mnou navrhovaná délka s jednotlivými rozměry. Jednotlivé rozměry jsou navrhované s ohledem na konstrukci, a to v programu autoCAD (viz. příloha D – délka zvedacího pásu s ohledem na konstrukci zásobníku).



Obr. 5.3 Celková délka zvedacího pásu v praxi.



Obr. 5.4 Mnou navrhovaná celková délka zvedacího pásu (červeně)



Obr. 5.5 Mnou navrhovaná celková délka zvedacího pásu s jednotlivými rozměry

l_1 – volím 1m

$$l_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1}{2} \quad [5.4]$$

$$l_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,015}{2}$$

$$l_2 = 0,047m$$

,kde r_1 je poloměr pevného čepu v rámu zásobníku [m]

$$l_3 - \text{volím } 0,836m$$

$$l_4 - \text{volím } 0,274m$$

$$l_5 - \text{volím } 0,583m$$

$$l_6 - \text{volím } 0,188m$$

$$l_7 - \text{volím } 0,471m$$

$$l_8 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2}{2}$$

$$l_8 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,125}{2} \quad [5.5]$$

$$l_8 = 0,39m$$

,kde r_2 je poloměr otočného čepu zásobníku $[m]$

$$l_9 - \text{volím } 0,584m$$

$$l_{CP} = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8$$

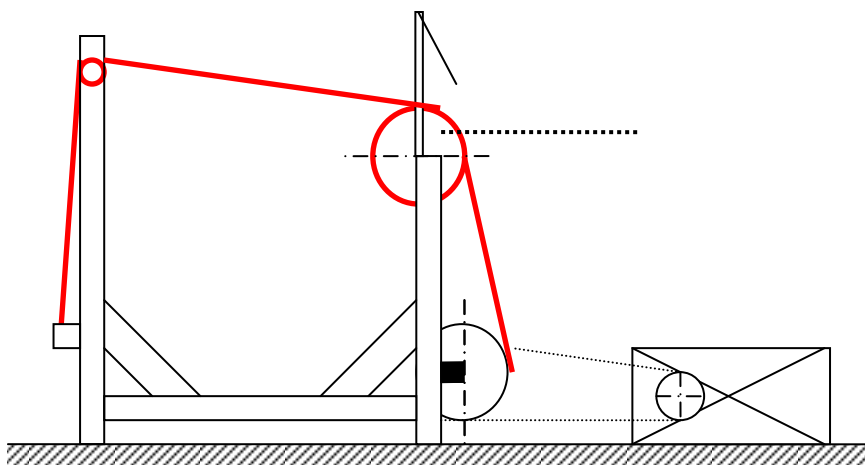
$$l_{CP} = 1 + 0,047 + 0,836 + 0,274 + 0,583 + 0,188 + 0,471 + 0,39 + 0,584 \quad [5.6]$$

$$l_{CP} = 4,373m - \text{Volím } 4,5m$$

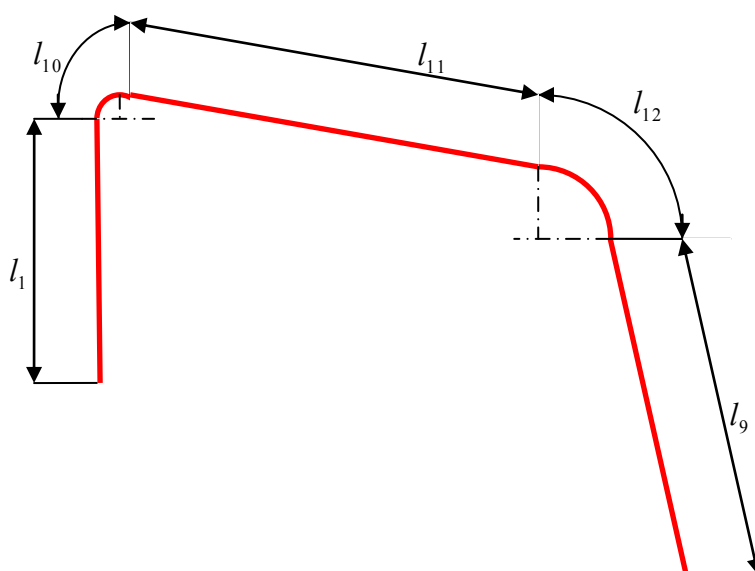
,kde l_1 až l_9 jsou jednotlivé délky úseků zvedacího pásu $[m]$

5.4.2.2 Určení nenavínuté délky zvedacího pásu

K tomu, abych mohl určit navíjecí délku zvedacího pásu, potřebuji mimo celkové délky pásu, znát délku pásu, která se na navíjecí buben nenavine (obr. 5.6, obr. 5.7). Jednotlivé rozměry jsou navrhované s ohledem na konstrukci, a to v programu autoCAD (viz příloha D – délka zvedacího pásu s ohledem na konstrukci zásobníku).



Obr. 5.6 Nenavinutá délka zvedacího pásu



Obr. 5.7 Nenavinutá délka zvedacího pásu s jednotlivými rozměry

l_1 – volím 1m

$$l_{10} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1}{2} \quad [5.7]$$

$$l_{10} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,015}{4}$$

$$l_{10} = 0,024m$$

,kde r_1 je poloměr pevného čepu v rámu zásobníku [m]

$$l_{11} = 1,134m$$

$$l_{12} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2}{2}$$

$$l_{12} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,125}{4} \quad [5.8]$$

$$l_{12} = 0,196m$$

,kde r_2 je poloměr otočného čepu zásobníku $[m]$

$$l_9 = 0,584m$$

$$l_{NEP} = l_1 + l_{10} + l_{11} + l_{12} + l_9$$

$$l_{NEP} = 1 + 0,024 + 1,134 + 0,196 + 0,584 \quad [5.9]$$

$$l_{NEP} = 2,938m$$

,kde $l_1, l_{10}, l_{11}, l_{12}, l_9$ jsou jednotlivé délky úseku nenavinutého pásu $[m]$

5.4.2.3 Určení navíjecí délky zvedacího pásu

$$l_{NAP} = l_{CP} - l_{NEP}$$

$$l_{NAP} = 4,5 - 2,938 \quad [5.10]$$

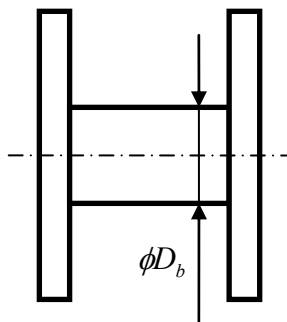
$$l_{NAP} = 1,562m$$

,kde l_{CP} je celková délka zvedacího pásu $[m]$

l_{NEP} je nenavinutá délka zvedacího pásu $[m]$

5.4.2.4 Určení průměru navíjecího bubnu

Průměr navíjecího bubnu D_b volím 0,25m (obr. 5.8).

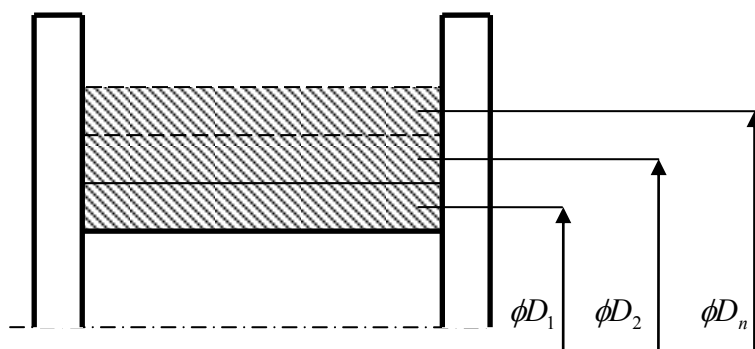


Obr. 5.8 Průměr navíjecího bubnu

5.4.2.5 Určení počtu vrstev navinutí zvedacího pásu na navíjecím bubnu

Určením počtu vrstev navinutí zvedacího pásu zjistím výšku návinu, kterou potřebuji znát pro návrh velikosti bočnic navíjecího bubnu. Podmínkou, která musí být splněna, je, že součet obvodů navinutých vrstev musí být roven nebo větší navíjecí délce zvedacího pásu

$$(O_1 + O_2 + \dots + O_n \geq l_{NAP}) \quad [5.11]$$



Obr. 5.9 Průměry jednotlivých vrstev navinutí zvedacího pásu

a) 1. vrstva navinutí:

$$\begin{aligned}
 D_1 &= D_b + b_p \\
 D_1 &= 0,25 + 0,0035 \\
 D_1 &= 0,2535m
 \end{aligned}
 \tag{5.12}$$

,kde D_b je průměr navíjecího bubnu $[m]$
 b_b je tloušťka zvoleného zvedacího pásu (příloha C) $[m]$

$$\begin{aligned}
 O_1 &= \pi \cdot D_1 \\
 O_1 &= \pi \cdot 0,2535 \\
 O_1 &= 0,79m
 \end{aligned}
 \tag{5.13}$$

,kde D_1 je průměr 1. navinuté vrstvy $[m]$

$$\begin{aligned}
 l_{ZbN1} &= l_{NAP} - O_1 \\
 l_{ZbN1} &= 1,562 - 0,79 \\
 l_{ZbN1} &= 0,772m - \text{musím pokračovat navíjení}
 \end{aligned}
 \tag{5.14}$$

,kde l_{NAP} je navíjecí délka zvedacího pásu $[m]$
 O_1 je obvod 1. navinuté vrstvy $[m]$

b) 2. vrstva navinutí

$$\begin{aligned}
 D_2 &= D_1 + 2 \cdot b_p \\
 D_2 &= 0,2535 + 2 \cdot 0,0035 \\
 D_2 &= 0,2605m
 \end{aligned}
 \tag{5.15}$$

,kde D_1 je průměr 1. navinuté vrstvy $[m]$
 b_b je tloušťka zvoleného zvedacího pásu (příloha C) $[m]$

$$\begin{aligned}
 O_2 &= \pi \cdot D_2 \\
 O_2 &= \pi \cdot 0,2605 \\
 O_2 &= 0,818m
 \end{aligned}
 \tag{5.16}$$

,kde D_2 je průměr 2. navinuté vrstvy [m]

$$\begin{aligned}
 l_{zbN2} &= l_{zbN1} - O_2 \\
 l_{zbN2} &= 0,772 - 0,818 \\
 l_{zbN2} &= -0,046m - \text{zvedací pás je navinut}
 \end{aligned}
 \tag{5.17}$$

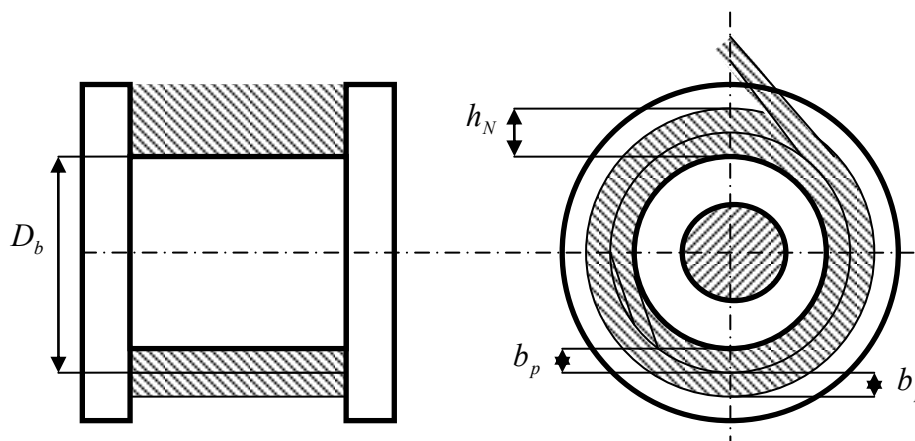
,kde l_{zbN1} je zbývající navíjecí délka po 1. vrstvě navinutí [m]

O_2 je obvod 2. navinuté vrstvy [m]

Jelikož zbývající navíjecí délka l_{zbN2} vyšla jako záporné číslo, znamená to, že navíjecí délka zvedacího pásu je plně navinuta a zvedací pás je plně napnut. Z výpočtu tedy vyplývá, že k napnutí zvedacího pásu jsou zapotřebí 2 vrstvy navinutí na navíjecí buben ($n_v = 2$).

5.4.2.6 Určení výšky návinu

Z počtu vrstev navinutí zvedacího pásu na navíjecím bubnu (obr. 5.10) zjistím výšku návinu, kterou je potřeba znát proto, abych mohl zvolit velikost bočnic navíjecího bubnu.



Obr. 5.10 Výška návinu

$$h_N = b_p \cdot n_V$$

$$h_N = 0,0035 \cdot 2$$

$$h_N = 0,007m$$

[5.18]

,kde b_p je tloušťka zvedacího pásu (příloha C) [m]

n_V je počet vrstev navinutí zvedacího pásu [1]

5.4.2.7 Návrh navíjecího bubnu

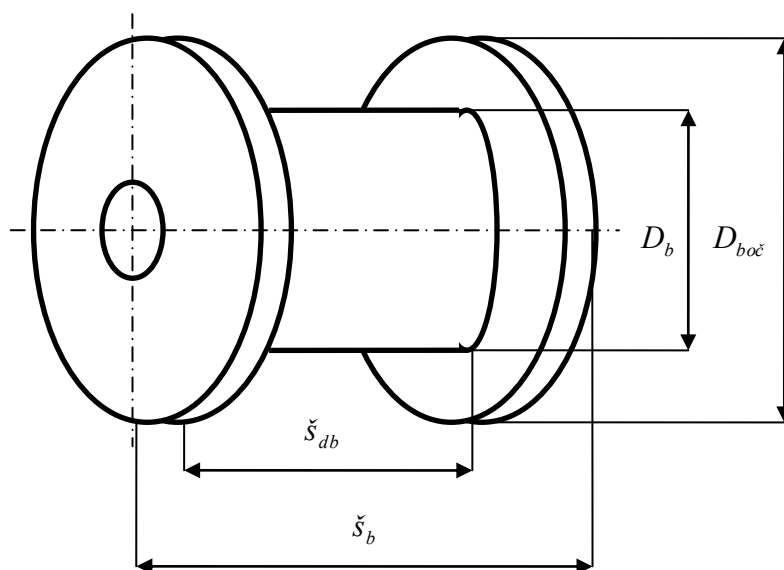
Navíjecí buben je navržen s těmito rozměry (obr. 5.11):

Průměr navíjecího bubnu: $D_b = 0,25m$

Průměr bočnic navíjecího bubnu: $D_{boč} = 0,28m$

Šířka drážky bubnu: $š_{db} = 0,125m$

Šířka bubnu: $š_b = 0,135m$



Obr. 5.11 Navíjecího bubnu

5.4.3 Výpočet síly potřebné k navíjení zvedacího pásu

Jak už bylo uvedeno výše, do zásobníku je vložen svazek trubek. Proto síla, která je potřebná k navinutí zvedacích pásů, je síla, která musí zvednout svazek trubek (obr. 5.12).

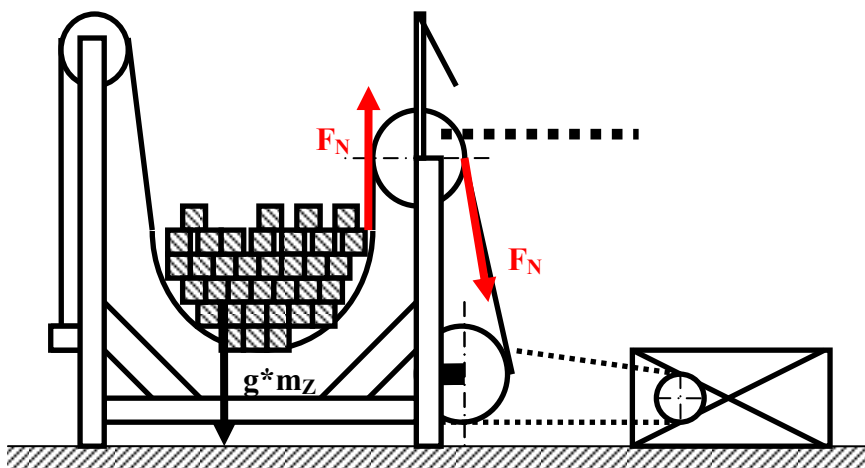
Jak můžeme vidět na obr. 4.1, podávací linka se skládá ze tří příčných řetězových zásobníků, kde každý má svůj zásobník. Proto by měla být hmotnost zvedaného svazku trubek rozdělena rovnoměrně na všechny tři zásobníky. Jenže rovnoměrné rozložení hmotnosti svazku trubek na všechny tři zásobníky je ten nejpříznivější stav. Ale pro výpočet hmotnosti, kterou musí zvedací pásy v jednom zásobníku zvednout, použijeme ten nejnejpříznivější stav. Tzn., že svazek trubek je podepírán jen dvěma zásobníky (kdyby to byl jen jeden, materiál by ze zásobníku spadl) a ještě je zde brán zřetel na možnost, že při montáži linky byl jeden ze zásobníků přimontován výše než druhý, a proto je zatížen větší tíhou než druhý. Z tohoto důvodu se hmotnost podělí koeficientem 1,5

$$\begin{aligned}
 m_z &= \frac{m_s}{1,5} \\
 m_z &= \frac{2999,43}{1,5} \\
 m_z &= 1999,62 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{5.19}$$

,kde m_s je hmotnost svazku trubek $[kg]$

$$\begin{aligned}
 F_N &= m_z \cdot g \\
 F_N &= 1999,62 \cdot 9,81 \\
 F_N &= 19616,27 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{5.20}$$

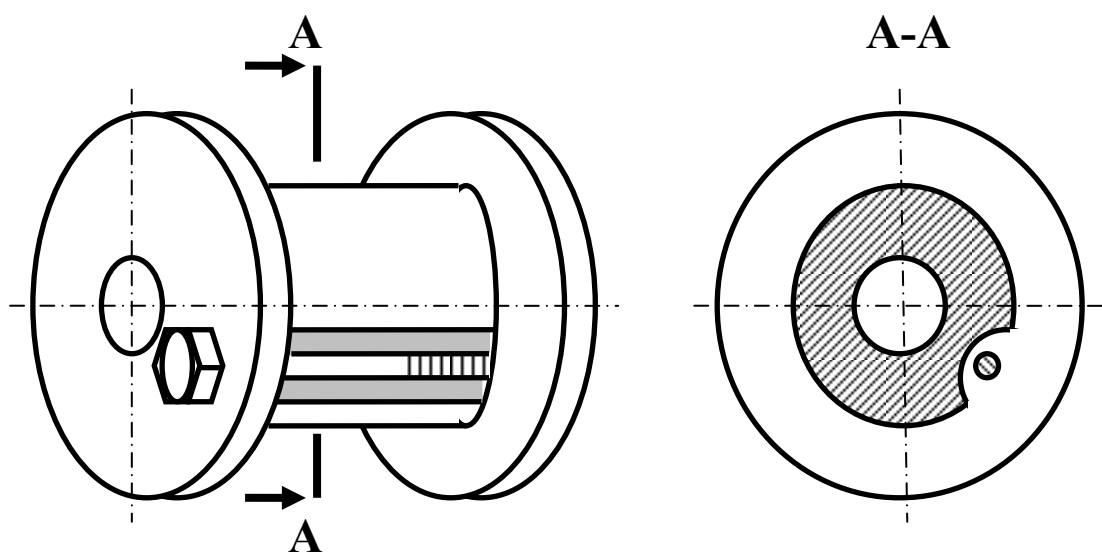
,kde m_z je hmotnost zvedaná zvedacími pásy v jednom zásobníku $[kg]$
 g je gravitační zrychlení $[m \cdot s^{-2}]$



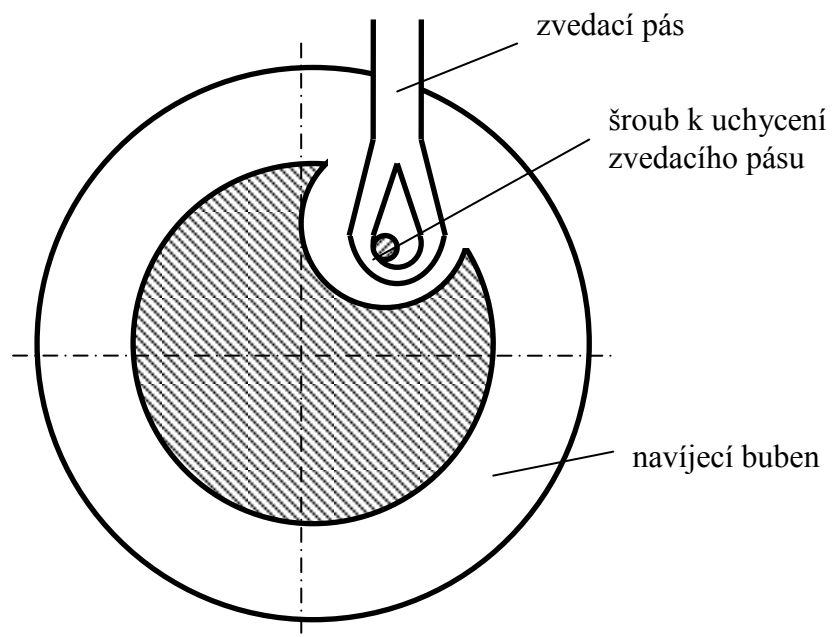
Obr. 5.12 Sila potřebná k navíjení zvedacího pásu

5.4.4 Návrh a výpočet šroubu potřebného k uchycení zvedacího pásu v navíjecím bubnu (pozice č. 39 na výkrese č. JAW041-S01)

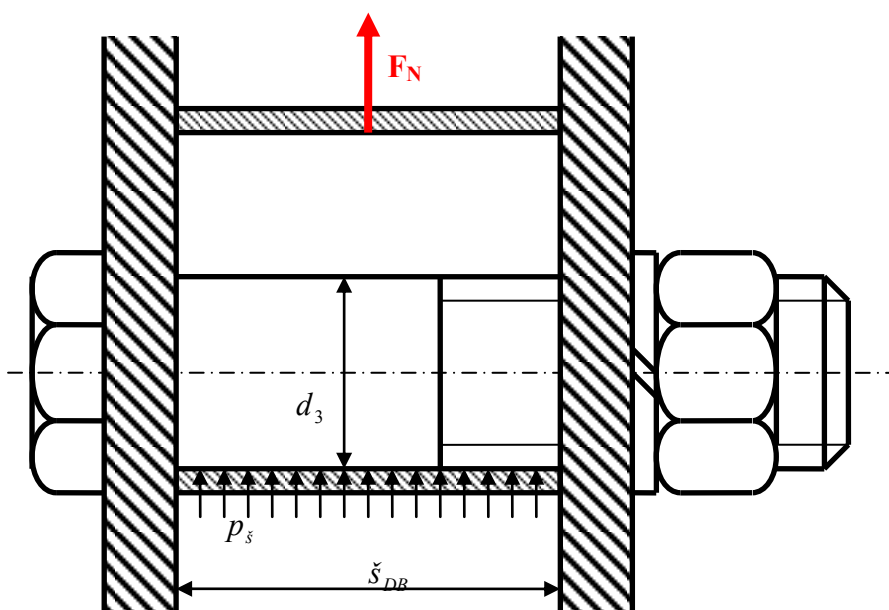
Aby se zvedací pás navíjel na navíjecí buben, musí být zvedací pás k navíjecímu bubnu upevněn. K upevnění slouží šroub, který se nachází v drážce bubnu (obr. 5.13). Tento šroub se z drážky bubnu vyšroubuje. Poté se do drážky vloží oko zvedacího pásu a šroub se okem pásu protáhne a zašroubuje. Tímto dochází k uchycení zvedacího pásu na navíjecím bubnu (obr. 5.14). Výpočet šroubu pak vychází z namáhání na stříh (obr. 5.15)



Obr. 5.13 Umístění šroubu k uchycení zvedacího pásu v navíjecím bubnu



Obr. 5.14 Princip uchycení zvedacího pásu na navíjecím bubnu



Obr. 5.15 Namáhání šroubu na střih

5.4.4.1 Výpočet malého průměru šroubu

$$\begin{aligned}
 \tau_s &\leq \tau_{DS} \\
 \frac{F_N}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} &= \tau_{DS} \\
 \Downarrow \\
 d_3 &= \sqrt{\frac{F_N \cdot 4}{\pi \cdot \tau_{DS}}} \\
 d_3 &= \sqrt{\frac{19616,27 \cdot 4}{\pi \cdot 100}} \\
 d_3 &= 15,8 \text{ mm} = 0,018773 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{5.21}$$

,kde τ_s je mez pevnosti ve střihu $[Pa]$

τ_{DS} je dovolená mez pevnosti ve střihu (pro ocel je tato hodnota 100 až 120 MPa)

F_N je síla potřebná k navinutí zvedacího pásu $[N]$

d_3 je malý průměr závitu $[m]$

5.4.4.2 Kontrola šroubu na tlak

$$\begin{aligned}
 p_s &\leq p_{Dš} \\
 \frac{F_N}{š_{DB} \cdot d_3} &\leq p_{Dš} \\
 \frac{19616,27}{0,125 \cdot 0,018773} &\leq 100000000 \\
 8359354,4 &\leq 100000000 \\
 \text{VYHOVUJE}
 \end{aligned}
 \tag{5.22}$$

,kde p_s je tlak působící na šroub $[Pa]$

$p_{Dš}$ je dovolený tlak působící na šroub $[Pa]$

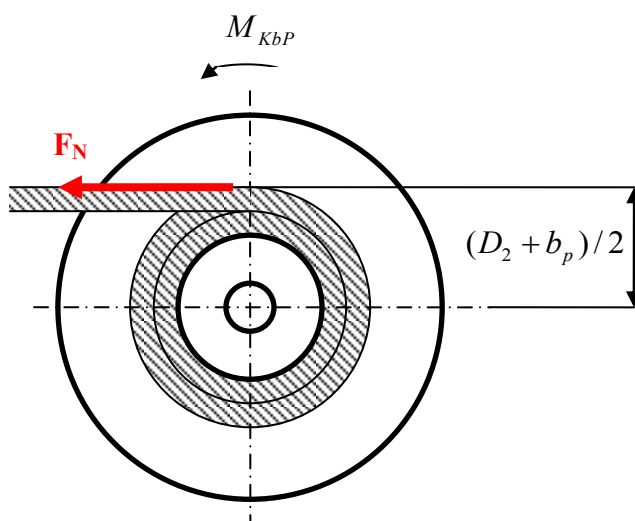
$š_{DB}$ je šířka drážky bubnu $[m]$

d_3 je malý průměr závitu $[m]$

Jako šroub k uchycení zvedacího pásu na navíjecím bubnu volím šroub M20 x 140 ČSN 02 1101.10

5.4.5 Výpočet předběžného krouticího momentu navíjecího bubnu

Předběžný krouticí moment počítám k nejvyšší vrstvě navinutí zvedacího pásu, jelikož v tomto místě působí největší krouticí moment.



Obr. 5.16 Předběžný krouticí moment navíjecího bubnu

$$M_{KbP} = F_N \cdot \frac{D_2 + b_p}{2}$$

$$M_{KbP} = 19616,27 \cdot \frac{0,2605 + 0,0035}{2} \quad [5.23]$$

$$M_{KbP} = 2589,35 N \cdot m$$

,kde F_N je síla potřebná k navinutí zvedacího pásu $[N]$

D_2 je průměr 2. navinuté vrstvy $[m]$

b_b je tloušťka zvoleného zvedacího pásu (příloha C) $[m]$

5.4.6 Návrh průměru hřídele pod navíjecím bubnem (pozice č. 4 na výkrese č. JAW041-S01)

Materiál navíjecí hřídele, na které jsou nasazeny oba navíjecí bubny volím 11 700.

$$\begin{aligned} \tau_{NH} &\leq \tau_{NHD} \\ \frac{M_{KbP}}{W_{KNH}} &= \frac{M_{KbP}}{\frac{\pi \cdot d_{NH}^3}{16}} \leq \frac{0,577 \cdot Re}{k_e} \\ \Downarrow \\ d_{NH} &= \sqrt[3]{\frac{M_{KbP} \cdot 16 \cdot k_e}{\pi \cdot 0,577 \cdot Re}} \\ d_{NH} &= \sqrt[3]{\frac{2589,35 \cdot 16 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,577 \cdot 373000000}} \\ d_{NH} &= 0,0451m - \text{Volím } 0,05m \end{aligned} \quad [5.24]$$

,kde τ_{NH} je napětí v krutu navíjecí hřídele $[Pa]$

τ_{NHD} je dovolené napětí v krutu navíjecí hřídele $[Pa]$

M_{KbP} je předběžný kroutící moment navíjecího bubnu $N \cdot [m]$

W_{KNH} je modul odporu průřezu navíjecí hřídele v krutu $[m^3]$

d_{NH} je minimální průměr navíjecí hřídele pod navíjecím bubnem $[m]$

Re je mez kluzu v tahu pro daný materiál navíjecí hřídele $[Pa]$

k_e je bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu $[1]$

Dle normy ČSN 01 4990 volím průměr hřídele pod navíjecím bubnem $d_{NH} = 0,05m$

5.4.7 Určení potřebných otáček navíjecí hřídele

Otáčky hřídele vychází z rychlosti navíjení zvedacího pásu na průměru poslední vrstvy navinutí (v mém případě na průměru D_2). Rychlost navíjení na průměru poslední vrstvy navinutí volím $v_N = 0,06m/s$.

$$n_N = \frac{\omega_N \cdot 30}{\pi} = \frac{\frac{v_N}{D_2} \cdot 30}{\pi}$$

$$n_N = \frac{0,06}{0,2605} \cdot 30$$

$$n_N = \frac{2}{\pi}$$

$$n_N = 4,4 \text{ ot / min}$$
[5.25]

,kde ω_N je úhlová rychlost navíjení zvedacího pásu na průměru poslední vrstvy navinutí $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$

v_N je rychlost navíjení na průměru poslední vrstvy navinutí, kterou jsem si zvolil $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

D_2 je průměr 2. navinuté vrstvy $[\text{m}]$

5.4.8 Potřebný výkon motoru zásobníku

$$P_Z = M_{KbP} \cdot \omega_N = M_{KbP} \cdot \frac{v_N}{\frac{D_2}{2}}$$

$$P_Z = 2589,35 \cdot \frac{0,06}{\frac{0,2605}{2}}$$
[5.26]

$$P_Z = 1192,8 \text{ W} = 1,19 \text{ kW}$$

,kde M_{KbP} je předběžný kroutící moment navíjecího bubnu $[\text{N} \cdot \text{m}]$

ω_N je úhlová rychlost navíjení zvedacího pásu na průměru poslední vrstvy navinutí $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$

v_N je rychlost navíjení na průměru poslední vrstvy navinutí, kterou jsem si zvolil $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

D_2 je průměr 2. navinuté vrstvy $[\text{m}]$

$$P_{PZ} = \frac{P_Z}{\eta}$$

$$P_{PZ} = \frac{1,19}{0,95} \quad [5.27]$$

$$P_{PZ} = 1,25 \text{ kW}$$

,kde P_Z je výkon k vyvolání předběžného kroutícího momentu M_{KbP} [kW]
 η je celková účinnost (0,95) [1]

5.4.9 Volba pohonu zásobníku (pozice č. 11 na výkrese č. JAW041-S01)

Hodnoty zvoleného pohonu musí být větší než hodnoty vypočtené. Navíc při volbě pohonu je třeba brát v potaz tzv. provozní faktor, který zohledňuje např. počet směn, počet sepnutí za 1 hodinu, nebo také přítomnost elektromagnetické brzdy na pohonu, popř. vnější provozní podmínky.

Volím:

Elektromotor s kuželočelní převodovkou od firmy PSP Pohony a.s. (obr. 5.17)

Přenášený výkon: $P_{EN} = 2,2 \text{ kW}$

Typ motoru: 1LA7130-8AB

Velikost motoru: 132S

Velikost: E BOX K36 N

Výstupní otáčky: $n_{EN} = 7,2 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Výstupní moment: $M_{2EN} = 2922,6 \text{ N} \cdot \text{m}$

Hmotnost: 260 kg



Obr.5.17 Kuželočelní převodovka s elektromotorem typu E BOX I

5.4.10 Kontrola průměru hřídele pod navíjecím bubnem

Průměr hřídele pod navíjecím bubnem byl vypočítán z předběžného krouticího momentu navíjecího bubnu. Nyní se však musí zkontrolovat, zda-li tento průměr vyhovuje i krouticímu momentu zvoleného pohonu.

$$d_{NH} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{2EN} \cdot 16 \cdot k_e}{\pi \cdot 0.577 \cdot Re}}$$

$$d_{NH} \geq \sqrt[3]{\frac{2922,6 \cdot 16 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,577 \cdot 373000000}}$$

$$d_{NH} \geq 0,047m$$

$$0,05 \geq 0,047$$

VYHOVUJE

[5.28]

,kde M_{2EN} je výstupní moment elektropřevodovky zásobníku $[N \cdot m]$

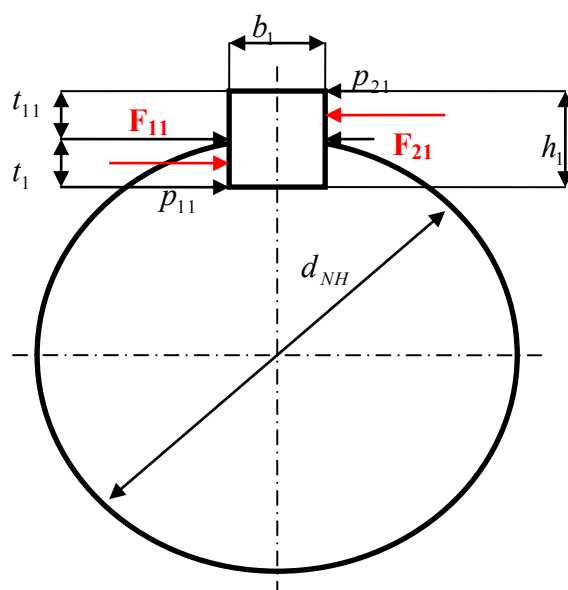
d_{NH} je průměr navíjecí hřídele pod navíjecím bubnem $[m]$

Re je mez kluzu v tahu pro daný materiál navíjecí hřídele $[Pa]$

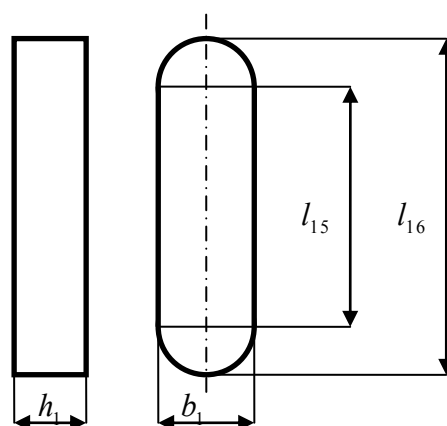
k_e je bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu $[1]$

5.4.11 Návrh a výpočet spojení mezi navíjecí hřídelí a navíjecím bubnem (pozice č. 40 na výkrese č. JAW041-S01)

Spojení navíjecí hřídele a navíjecích bubnů (na hřídeli se nachází dva navíjecí bubny) je zabezpečeno pomocí těsných per. Podle průměru navíjecí hřídele (bod 5.4.6) volím dle ČSN 02 2562 normalizovaný průřez pera 14x9. Při pevnostním výpočtu předpokládáme, že tlaky p_{11} a p_{21} (obr. 5.18) jsou rozloženy na kontaktních plochách rovnoměrně a v náboji je jen otláčována přímá část boku pera délky l_{15} (obr. 5.19), pak platí $p_{21} > p_{11}$.



Obr. 5.18 Spojení mezi navíjecí hřídelí a navíjecím bubnem pomocí těsného pera



Obr. 5.19 Těsné pero pro spojení navíjecí hřídele s navíjecím bubnem

5.4.11.1 Výpočet síly působící na těsné pero v náboji

$$F_{21} = \frac{M_{2EN}}{\frac{d_{NH}}{2} + \frac{t_{11}}{2}}$$

$$F_{21} = \frac{2922,6}{\frac{0,05}{2} + \frac{0,0035}{2}} \quad [5.29]$$

$$F_{21} = 109256,1N$$

,kde M_{2EN} je výstupní moment elektropřevodovky zásobníku $[N \cdot m]$

d_{NH} je průměr navíjecí hřídele $[m]$

t_{11} je výška pera v náboji $[m]$

5.4.11.2 Výpočet účinné délky těsného pera

$$p_{21} = \frac{F_{21}}{l_{15} \cdot t_{11}} \leq p_{21D}$$

$$\Downarrow$$

$$l_{15} = \frac{F_{21}}{p_{21D} \cdot t_{11}} \quad [5.30]$$

$$l_{15} = \frac{109256,1}{120000000 \cdot 0,0035}$$

$$l_{15} = 0,26m$$

,kde F_{21} je síla působící na těsné pero v náboji $[N]$

p_{21} je tlak působící na těsné pero v náboji $[Pa]$

p_{21D} je dovolený tlak, který může působit na těsné pero v náboji, pro ocelový náboj 120 MPa

t_{11} je výška pera v náboji $[m]$

5.4.11.3 Výpočet délky pera

$$\begin{aligned}
 l_{16} &= l_{15} + b_1 \\
 l_{16} &= 0,26 + 0,014 \\
 l_{16} &= 0,274m - \text{Volím } 0,28m
 \end{aligned}
 \tag{5.31}$$

,kde b_1 je šířka těsného pera $[m]$
 l_{15} je účinná délka pera $[m]$

5.4.11.4 Výpočet síly působící na těsné pero v hřídeli

$$\begin{aligned}
 F_{11} &= \frac{M_{2EN}}{\frac{d_{NH}}{2} + \frac{t_1}{2}} \\
 F_{11} &= \frac{2922,6}{\frac{0,05}{2} + \frac{0,0055}{2}} \\
 F_{11} &= 105318,9N
 \end{aligned}
 \tag{5.32}$$

,kde M_{2EN} je výstupní moment elektropřevodovky zásobníku $[N \cdot m]$
 d_{NH} je průměr navíjecí hřídele $[m]$
 t_1 je výška pera v hřídeli $[m]$

5.4.11.5 Kontrola tlaku působícího na těsné pero v hřídeli

$$p_{11} = \frac{F_{11}}{l_{16} \cdot t_1} \leq p_{21D}$$

$$\frac{105318,9}{0,28 \cdot 0,0055} \leq 1200000000 \quad [5.33]$$

$$68388896,1 \leq 1200000000$$

VYHOVUJE

,kde F_{11} je síla působící na těsné pero v hřídeli $[N]$

p_{11} je tlak působící na těsné pero v hřídeli $[Pa]$

p_{21D} je dovolený tlak, který může působit na těsné pero v náboji, pro ocelový náboj 120 MPa

t_1 je výška pera v hřídeli $[m]$

l_{16} je délka pera $[m]$

Pro spojení navíjecího hřídele s navíjecími bubny volím 2x těsné pero 14e7x9x140 ČSN 02 2562.

5.4.12 Návrh a výpočet řetězového převodu zásobníku

Řetězový převod spojuje navíjecí hřídel, na které jsou umístěny navíjecí bubny s výstupním hřídelem kuželočelní převodovky s elektromotorem (dále už jen z elektropřevodovky).

Řetězový převod slouží k přenosu kroutícího momentu (otáčivého pohybu) z elektropřevodovky na navíjecí hřídel, a tím umožňuje navíjení zvedacích pásů.

5.4.12.1 Převodový poměr řetězového převodu

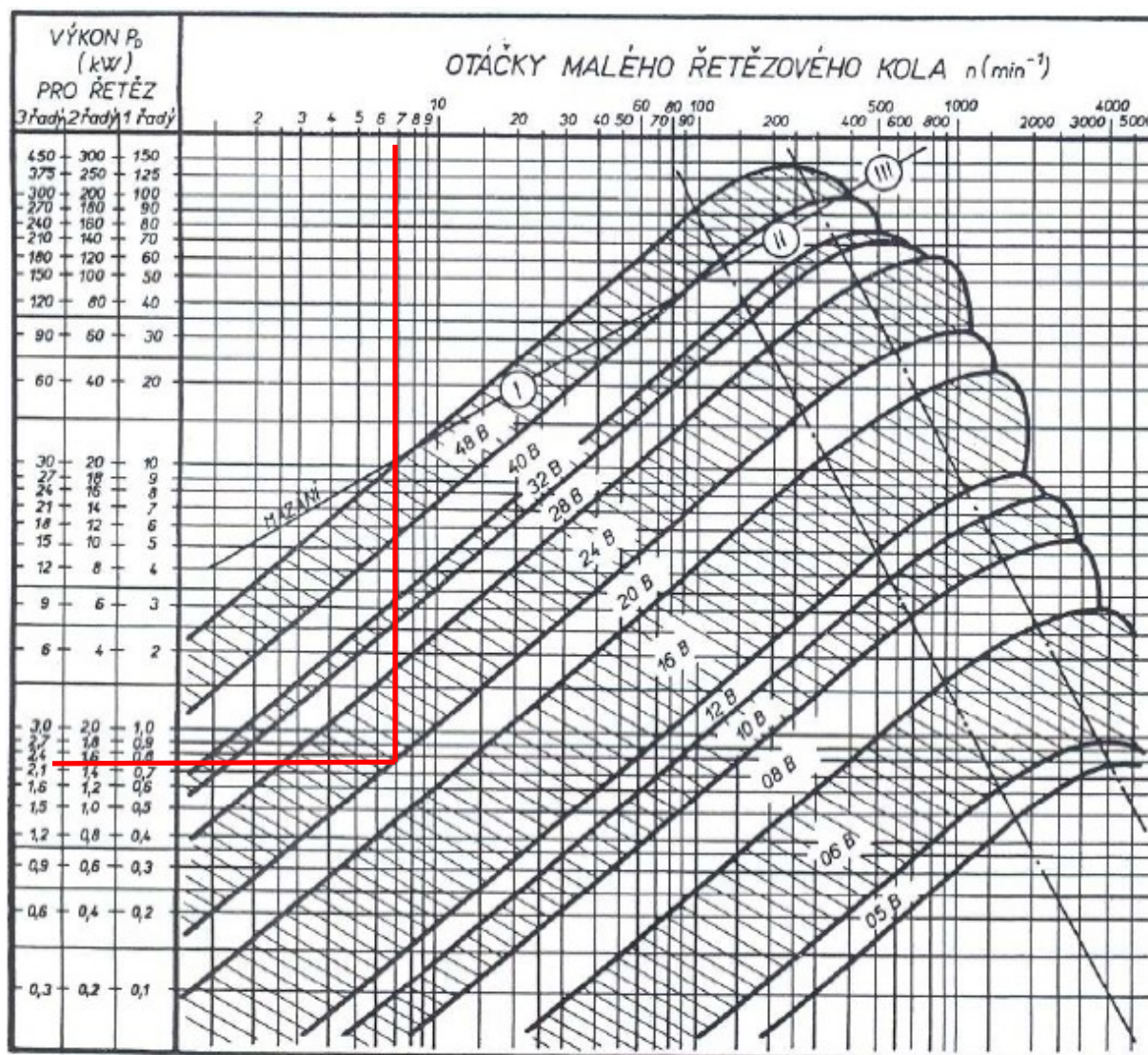
$$\begin{aligned}i_{PZ} &= \frac{n_{EN}}{n_N} \\i_{PZ} &= \frac{7,2}{4,4} \\i_{PZ} &= 1,64\end{aligned}\tag{5.34}$$

,kde n_{EN} jsou výstupní otáčky z elektropřevodovky zásobníku $[ot \cdot min^{-1}]$
 n_N jsou otáčky navíjení zvedacího pásu na navíjecí buben $[ot \cdot min^{-1}]$

5.4.12.2 Určení typu převodového řetězu (pozice č. 10 na výkrese

č. JAW041-S01)

Typ převodového řetězu určím dle ČSN 01 4811 z diagramu (obr. 5.20). V diagramu se orientujeme na základě dvou známých veličin. A to podle jmenovitého výkonu [kW] (v mém případě je to výkon zvoleného pohonu) a otáček malého řetězového kola [ot/min] (v mém případě jsou to výstupní otáčky zvoleného pohonu). Na základě těchto veličin dostaneme typ převodového řetězu.



Obr. 5.20 Diagram pro určení převodového řetězu

Z daných parametrů vyplývá, že mým převodovým řetězem bude řetěz typu 20B. Volím třířadý řetěz od německé firmy iwis motorsystem GmbH & Co. KG pod označením:

20 B-3 DIN 8187/ISO R606-1984 ze zušlechtné oceli (viz příloha E – katalogový list zvoleného převodového válečkového řetězu)

5.4.12.3 Volba počtů zubů řetězových kol

Počet zubů hnacího řetězového kola je doporučeno volit jako celé liché číslo s ohledem na podmínku $z_1 \geq z_{MIN}$, kde z_{MIN} je dáno v tab. 1

$v(m/s)$	>4	8	10	12	15
z_{MIN}	17	19	21	23	25

Tab. 1

$z_{1Z} - \text{volím } 17$

$$z_{2Z} = z_{1Z} \cdot i_{PZ}$$

$$z_{2Z} = 17 \cdot 1,64$$

$$z_{2Z} = 27,88 \cong 28$$

[5.35]

kde i_{PZ} je převodový poměr řetězového převodu zásobníku [1]

5.4.12.4 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol

a) hnací řetězové kolo (pozice č. 8 na výkrese č. JAW041-S01)

$$D_5 = \frac{t_Z}{\sin \frac{180^\circ}{z_{1Z}}}$$

$$D_5 = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{17}}$$

$$D_5 = 172,79 \text{ mm} = 0,172 \text{ m}$$

[5.36]

,kde t_Z je rozteč převodového řetězu zásobníku (viz příloha E) [m]

z_{1Z} je počet zubů hnacího řetězového kola řetězového převodu [1]

b) hnané řetězové kolo (pozice č. 9 na výkrese č. JAW041-S01)

$$D_6 = \frac{t_z}{\sin \frac{180^\circ}{z_{2z}}}$$

$$D_6 = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{28}} \quad [5.37]$$

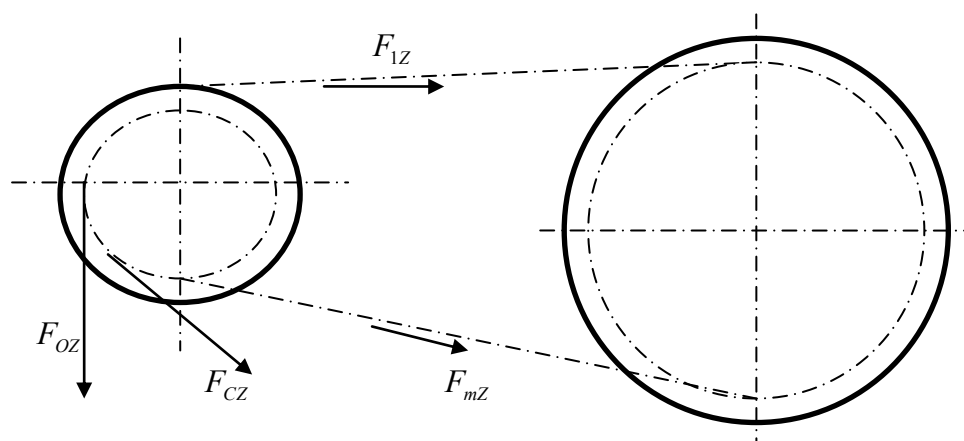
$$D_6 = 283,57 \text{ mm} = 0,283 \text{ m}$$

,kde t_z je rozteč převodového řetězu zásobníku (viz. příloha E) [m]

z_{2z} je počet zubů hnaného řetězového kola řetězového převodu [1]

5.4.12.5 Pevnostní kontrola převodového řetězu proti přetržení**a) tažná síla**

Potřebná tažná síla F_{1z} v horní větvi řetězového převodu je v rovnováze se třemi silami (obr. 5.21) :



Obr. 5.21 Schéma rozložení sil v řetězovém převodu

1) s obvodovou silou

$$F_{OZ} = \frac{P_{EN}}{v_{1N}} = \frac{P_{EN}}{\frac{\pi \cdot D_5 \cdot n_{EN}}{60}}$$

$$F_{OZ} = \frac{2200}{\frac{\pi \cdot 0,172 \cdot 7,2}{60}} \quad [5.38]$$

$$F_{OZ} = 33928,38 N$$

,kde P_{EN} je výkon elektropřevodovky zásobníku $[kW]$

v_{1N} je rychlost převodového řetězu vyvinutá zvoleným pohonem $[m \cdot s^{-1}]$

n_{EN} jsou výstupní otáčky z elektropřevodovky zásobníku $[ot \cdot min^{-1}]$

D_5 je roztečný průměr hnaného řetězového kola řetězového převodu $[m]$

2) s odstředivou silou

$$F_{CZ} = m_{1mZ} \cdot v_{1N}^2 = m_{1mZ} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_5 \cdot n_{EN}}{60} \right)^2$$

$$F_{CZ} = 11 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,172 \cdot 7,2}{60} \right)^2 \quad [5.39]$$

$$F_{CZ} = 0,05 N$$

,kde m_{1mZ} je hmotnost 1 metru převodového řetězu (viz příloha E) $[kg \cdot m^{-1}]$

v_{1N} je rychlost převodového řetězu vyvinutá zvoleným pohonem $[m \cdot s^{-1}]$

n_{EN} jsou výstupní otáčky z elektropřevodovky zásobníku $[ot \cdot min^{-1}]$

D_5 je roztečný průměr hnaného řetězového kola řetězového převodu $[m]$

3) se silou, která se rovná tíze řetězu

$$F_{mZ} = \frac{m_{1mZ} \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{m_{1mZ} \cdot (20 \cdot t_Z)^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot t_Z} \cdot g$$

$$F_{mZ} = \frac{11 \cdot (20 \cdot 0,03175)^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot 0,03175} \cdot 9,81 \quad [5.40]$$

$$F_{mZ} = 856,54 N$$

,kde m_{1mZ} je hmotnost 1 metru řetězu (viz příloha E) $[kg \cdot m^{-1}]$

t_Z je rozteč převodového řetězu zásobníku (viz příloha E) $[m]$

g je gravitační zrychlení $[m \cdot s^{-2}]$

Tažná síla pak:

$$F_{1Z} = F_{OZ} + F_{CZ} + F_{mZ}$$

$$F_{1Z} = 33928,38 + 0,05 + 856,54 \quad [5.41]$$

$$F_{1Z} = 34784,97 N$$

,kde F_{OZ} je obvodová síla působící v řetězovém převodu zásobníku $[F]$

F_{CZ} je odstředivá síla působící v řetězovém převodu zásobníku $[F]$

F_{mZ} je síla tíhy řetězu působící v řetězovém převodu zásobníku $[F]$

b) statická kontrola proti přetržení převodového řetězu

$$\begin{aligned}
 k_{SZ} &= \frac{F_{PtZ}}{F_{1Z}} \geq 7 \\
 k_{SZ} &= \frac{270000}{34784,97} \\
 k_{SZ} &= 7,76 \\
 k_{SZ} &\geq 7 \\
 &VYHOVUJE
 \end{aligned}
 \tag{5.42}$$

,kde F_{1Z} je tažná síla působící v horní větvi řetězovém převodu zásobníku [N]

F_{PtZ} je síla přetržení řetězu doporučená výrobcem (viz příloha E) [N]

c) dynamická kontrola proti přetržení převodového řetězu

$$\begin{aligned}
 k_{DZ} &= \frac{F_{PtZ}}{F_{1Z} \cdot Y} \geq 3 \\
 k_{DZ} &= \frac{270000}{34784,97 \cdot 1,8} \\
 k_{DZ} &= 4,31 \\
 k_{DZ} &\geq 4 \\
 &VYHOVUJE
 \end{aligned}
 \tag{5.43}$$

,kde F_{1Z} je tažná síla působící v horní větvi řetězovém převodu zásobníku [N]

F_{PtZ} je síla přetržení řetězu doporučená výrobcem (viz příloha E) [N]

Y je činitel rázu (obr. 5.22) [1]

Hnaný stroj	Hnací stroj							
	Elektro- motor	Spalovací motor				Vodní turbína		Parní Turbína
		pomaloběžný		rychloběžný				
		1 válec	2 válce	4 válce	6 válců	rychlo- běžná	pomalu - běžná	
Soustruh, vrtačka	1,4							
Frézka	1,5							
Hoblovka	2,3							
Obrážka	2							
Tažný stroj	1,8							
Lis								
-hydraulický	1,8			2,5	2,2			
-výstředníkový	2,5							
-pákový	2							
Pístový kompresor	2,5		5	4	3,5			
-jednostupňový	2		4,5	3,5	3			
-dvoustupňový								
Odstř. kompresor								
-jednostupňový	1,6	4	3,2	2,5	2			
-dvoustupňový	1,3	3	2,7	2	1,6			
Dmýchadlo	1,5		3	2,5	2			
Ventilátor	2,5		3,7					
Pístové čerpadlo								
-jednoválcové	2	5	4	3	2,6	2,5	3,5	
-dvouválcové	1,8	4	3,5	2,7	2,3	2,2	2,7	
Odstřed. čerpadlo	1,5	3	2,8	2,2				
Válcovací trať	2,5							
Drtící válce	2							
Mísicí buben	1,7	4	3,2	2,5	2			
Bagr	3			4,5	4			
Dopravník								
-pro sypký mater.	1,5	3	2,8	2,2	2			
-pro kusový mater.	2	4	3,5	2,7	2			
Zdvihadlo	2,5	5	4	3	2,6			
Generátor								
-velký	1		2			1,2	1,5	1
-malý	1,5		2,8			1,7	2,5	1,5

Obr. 5.22 Činitel rázu pro řetěz pohonu zásobníku

5.4.12.6 Stanovení počtu článků řetězu

Vypočtená hodnota se zaokrouhluje na celé sudé číslo.

$$X_z = 2 \cdot \frac{A}{t_z} + \frac{z_{1z} + z_{2z}}{2} + \left(\frac{z_{2z} - z_{1z}}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t_z}{A} \Rightarrow 2 \cdot \frac{20 \cdot t_z}{t_z} + \frac{z_{1z} + z_{2z}}{2} + \left(\frac{z_{2z} - z_{1z}}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t_z}{20 \cdot t_z}$$

$$X_z = 2 \cdot \frac{20 \cdot 31,75}{31,75} + \frac{17 + 28}{2} + \left(\frac{28 - 17}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{31,75}{20 \cdot 31,75}$$

$$X_z = 64$$

,kde t_z je rozteč převodového řetězu zásobníku (viz příloha E) [m]

z_{1z} je počet zubů hnacího řetězového kola řetězového převodu [1]

z_{2z} je počet zubů hnaného řetězového kola řetězového převodu [1]

5.4.12.7 Stanovení délky převodového řetězu

$$L_z = X_z \cdot t_z$$

$$L_z = 64 \cdot 0,03175$$

[5.45]

$$L_z = 2,032m$$

,kde t_z je rozteč převodového řetězu zásobníku (viz. příloha E) [m]

X_z je počet článků převodového řetězu zásobníku [1]

5.4.12.8 Výpočet skutečné osové vzdálenosti převodu

$$A_{SKZ} = \frac{t_Z}{8} \cdot \left[2 \cdot X_Z - z_{1Z} - z_{2Z} + \sqrt{(2 \cdot X_Z - z_{1Z} - z_{2Z})^2 - f \cdot (z_{2Z} - z_{1Z})^2} \right]$$

$$A_{SKZ} = \frac{31,75}{8} \cdot \left[2 \cdot 64 - 17 - 28 + \sqrt{(2 \cdot 64 - 17 - 28)^2 - 0,811 \cdot (28 - 17)^2} \right] \quad [5.46]$$

$$A_{SKZ} = 656,5 \text{ mm} = 0,66 \text{ m}$$

,kde t_Z je rozteč převodového řetězu zásobníku (viz příloha E) [m]

X_Z je počet článků převodového řetězu zásobníku [1]

z_{1Z} je počet zubů hnacího řetězového kola řetězového převodu [1]

z_{2Z} je počet zubů hnaného řetězového kola řetězového převodu [1]

f je součinitel (obr. 5.23) [1]

$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F
12	0,8106	2,9	0,8116	1,37	0,8215	1,19	0,8310
11	0,8106	2,8	0,8118	1,36	0,8219	1,18	0,8318
10	0,8107	2,7	0,8119	1,35	0,8222	1,17	0,8326
9	0,8107	2,6	0,8121	1,34	0,8226	1,16	0,8336
8	0,8107	2,5	0,8123	1,33	0,8230	1,15	0,8346
7	0,8108	2,4	0,8125	1,32	0,8234	1,14	0,8358
6	0,8108	2,3	0,8127	1,31	0,8238	1,13	0,8372
5	0,8109	2,2	0,8130	1,30	0,8243	1,12	0,8387
4,8	0,8109	2,1	0,8134	1,29	0,8248	1,11	0,8405
4,6	0,8109	2,0	0,8138	1,29	0,8253	1,10	0,8425
4,4	0,8110	1,9	0,8143	1,27	0,8258	1,09	0,8448
4,2	0,8110	1,8	0,8150	1,26	0,8264	1,08	0,8474
4	0,8110	1,7	0,8158	1,25	0,8270	1,07	0,8503
3,8	0,8111	1,6	0,8170	1,24	0,8276	1,06	0,8537
3,6	0,8112	1,5	0,8185	1,23	0,8282	1,058	0,8544
3,4	0,8113	1,4	0,8207	1,22	0,8289	1,056	0,8551
3,2	0,8114	1,39	0,8209	1,21	0,8295	1,054	0,8559
3	0,8115	1,38	0,8212	1,20	0,8302	1,052	0,8567

$$\frac{X_Z - z_{1Z}}{z_{2Z} - z_{1Z}} = \frac{64 - 17}{28 - 17} = 4,27 \quad [5.47]$$

Obr. 5.23 Tabulka určení součinitele f

5.4.12.9 Volba řetězových kol

a) volba hnacího řetězového kola

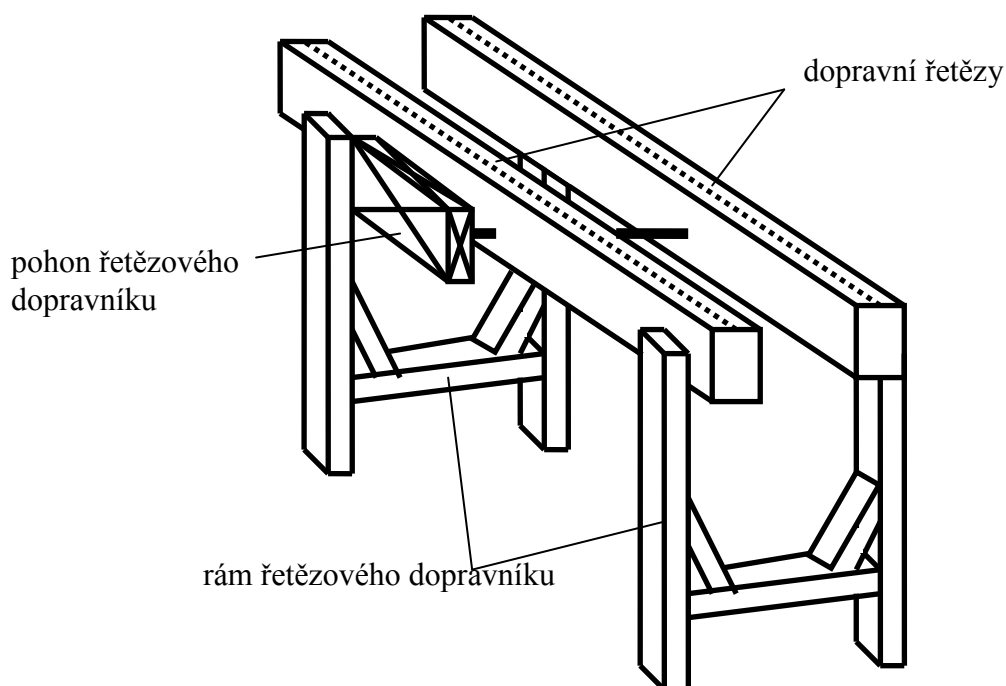
Řetězové kolo volím jako řetězové kolo s nábojem 1“1/4 x 3/4“ pro válečkové řetězy dle DIN 8187, ISO /R 606, ČSN 02 3311 od firmy ŘETĚZY Olomouc s.r.o. (viz příloha F – katalogový list zvoleného hnacího řetězového kola)

b) volba hnaného řetězového kola

Řetězové kolo volím jako řetězové kolo s nábojem 1“1/4 x 3/4“ pro válečkové řetězy dle DIN 8187, ISO /R 606, ČSN 02 3311 od firmy ŘETĚZY Olomouc s.r.o. (viz příloha G – katalogový list zvoleného hnaného řetězového kola)

5.5 Návrh a výpočet řetězového dopravníku

Řetězový dopravník slouží k dopravě trubek mezi zásobníkem a podavačem (obr. 5.24). Skládá se ze dvou řetězů, které jsou od sebe vzdáleny 0,35 metru. Oba řetězy jsou přes řetězová kola poháněny jedním elektromotorem. Materiály, které by se zabývaly výpočtem a návrhem řetězového dopravníku pro mnou dané specifikum (válečkový dopravní řetěz), jsem bohužel nenašel. Proto při mém návrhu a výpočtu vycházím z konzultace s firmou HEBERKORN ULMER s.r.o. (viz příloha H – korespondence s firmou HEBERKORN ULMER s.r.o.) a dále pak z návrhu a výpočtu řetězového převodu.



Obr. 5.24 Řetězový dopravník

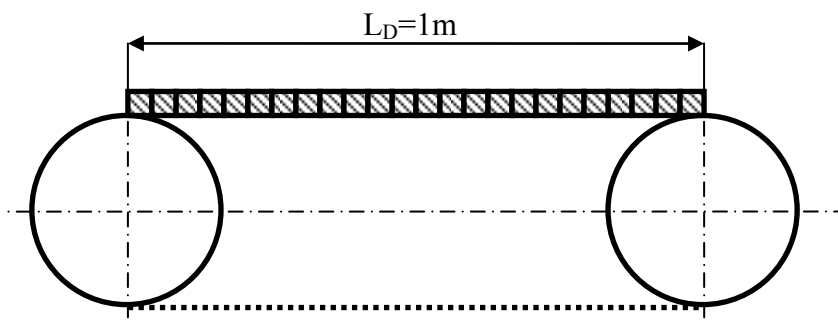
5.5.1 Určení typu dopravního řetězu

Na základě konzultace s firmou HEBERKORN ULMER s.r.o. (viz příloha H) volím dvouřadý válečkový řetěz od německé firmy iwis motorsystem GmbH & Co. KG pod označením:

10B-2 DIN 8187/ISO R606-1984 ze zušlechtěné oceli (viz příloha I – katalogový list zvoleného dopravního válečkového řetězu)

5.5.2 Výpočet hmotnosti dopravovaných trubek při plném naložení řetězového dopravníku

Plné naložení řetězového dopravníku nastává, když dopravované trubky leží jedna vedle druhé a to po celé délce dopravníku (obr. 5.25). Délka dopravníku byla po konzultaci s vedoucím DP zvolena 1 m. Jak můžeme vidět na obr. 4.1, podávací linka se skládá ze tří příčně řetězových zásobníků, kde každý má svůj řetězový dopravník. Proto by měla být hmotnost dopravovaných trubek rozdělena rovnoměrně na všechny tři dopravníky. Jenže rovnoměrné rozložení hmotnosti trubek na všechny tři dopravníky je ten nejpříznivější stav. Ale pro výpočet hmotnosti dopravovaných trubek při plném naložení řetězového dopravníku vycházím z nejnepříznivějšího stavu. Tzn., že dopravované trubky jsou dopravovány jen dvěma dopravníky (kdyby to byl jen jeden, materiál by z dopravníku spadl) a ještě je zde brána zřetel na možnost, že při montáži linky byl jeden z dopravníků přimontován výše než druhý, proto je zatížen větší tíhou než druhý). Z tohoto důvodu se hmotnost podělí koeficientem 1,5



Obr.5.25 Zatížení řetězového dopravníku při plném naložení

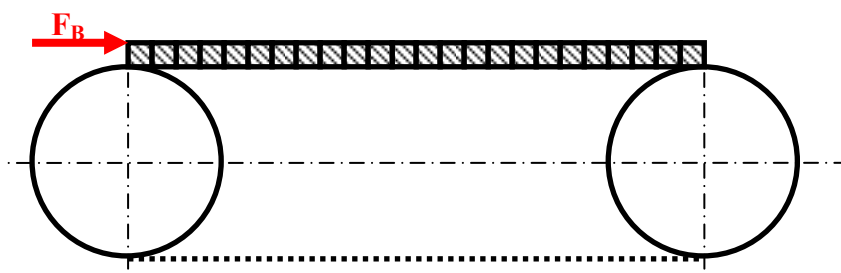
$$\begin{aligned}
 n_D &= \frac{L_D}{a} \\
 n_D &= \frac{1}{0,03} \\
 n_D &= 33,3 = 34 \text{ kusů}
 \end{aligned}
 \tag{5.48}$$

,kde L_D je délka řetězového dopravníku [m]
 a je délka strany průřezu trubky [m]

$$\begin{aligned}
 m_D &= \frac{n_D \cdot m_T}{1,5} \\
 m_D &= \frac{34 \cdot 15,87}{1,5} \\
 m_D &= 359,7 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{5.49}$$

,kde n_D je počet kusů trubek při plném naložení řetězového dopravníku [1]
 m_T je hmotnost 1 trubky [kg]

5.5.3 Výpočet síly potřebné k uvedení plně naloženého řetězového dopravníku do pohybu



Obr. 5.26 Síla potřebná k uvedení plně naloženého řetězového dopravníku do pohybu

$$\begin{aligned}
 F_B &= ((m_{1mD} \cdot L_D) + m_D) \cdot g \cdot f_D \\
 F_B &= ((1,85 \cdot 1) + 359,7) \cdot 9,81 \cdot 0,5 \\
 F_B &= 1773,4 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{5.50}$$

,kde m_D je hmotnost dopravovaných trubek při plném naložení řetězového dopravníku [kg]
 g je gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]
 f_D je součinitel tření mezi dopravním řetězem a vodícím profilem (viz příloha H) [1]
 m_{1mD} je hmotnost 1 metru dopravního řetězu [$kg \cdot m^{-1}$]
 L_D je délka řetězového dopravníku

5.5.4 Volba počtu zubů řetězových kol řetězového dopravníku

z_{1D} – volím 14

$$z_{2D} = z_{1D} \cdot i_D$$

$$z_{2D} = 14 \cdot 1$$

$$z_{2D} = 14$$

[5.51]

kde i_D je převodový poměr řetězového dopravníku [m]

5.5.5 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol řetězového dopravníku

$$D_8 = D_9 = \frac{t_D}{\sin \frac{180^\circ}{z_{1D}}}$$

$$D_8 = D_9 = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{14}}$$

[5.52]

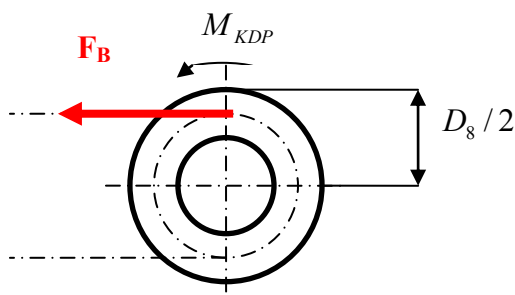
$$D_8 = D_9 = 71,3 \text{ mm} = 0,071 \text{ m}$$

kde t_D je rozteč dopravního řetězu řetězového dopravníku (viz příloha I) [m]

z_{1D} je počet zubů řetězového kola řetězového dopravníku [1]

5.5.6 Výpočet předběžného krouticího momentu řetězového dopravníku

Předběžný krouticí moment počítám k roztečnému průměru řetězového kola.



Obr. 5.27 Předběžný krouticí moment řetězového dopravníku

$$\begin{aligned}
 M_{KDP} &= F_B \cdot \frac{D_8}{2} \\
 M_{KDP} &= 1773,4 \cdot \frac{0,071}{2} \\
 M_{KDP} &= 63 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}
 \tag{5.53}$$

,kde F_B je síla potřebná k uvedení plně naloženého řetězového dopravníku do pohybu $[N]$
 D_8 je roztečný průměr hnacího řetězového kola $[m]$

5.5.7 Návrh průměrů hřídele pod řetězovými koly (pozice č. 14, 15, 16, 17 na výkrese č. JAW041-S01)

Jelikož všechna řetězová kola (hnací, hnaná, napínací) v řetězovém dopravníku mají stejnou velikost, pak navržený průměr hřídele platí pro všechna kola. Materiál hřídele volím 11 700.

$$\begin{aligned}
 \tau_D &\leq \tau_{DD} \\
 \frac{M_{KDP}}{W_{KD}} &= \frac{M_{KDP}}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{16}} \leq \frac{0,577 \cdot \text{Re}}{k_e} \\
 \Downarrow \\
 d_D &= \sqrt[3]{\frac{M_{KDP} \cdot 16 \cdot k_e}{\pi \cdot 0,577 \cdot \text{Re}}} \\
 d_D &= \sqrt[3]{\frac{63 \cdot 16 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,577 \cdot 373000000}} \\
 d_D &= 0,013 \text{ m} - \text{Volím } 0,016 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{5.54}$$

,kde τ_D je napětí v krutu hřídele dopravníku $[Pa]$
 τ_{DD} je dovolené napětí v krutu hřídele dopravníku $[Pa]$
 M_{KDP} je předběžný kroutící moment řetězového dopravníku $[N \cdot m]$
 W_{KD} je modul odporu průřezu hřídele dopravníku v krutu $[m^3]$
 d_D je průměr hřídele dopravníku pod řetězovými koly $[m]$
 Re je mez kluzu v tahu pro daný materiál hřídele dopravníku $[Pa]$
 k_e je bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu $[1]$

Dle normy ČSN 01 4990 volím průměr hřídele řetězových kol $d_D = 0,016 \text{ m}$

5.5.8 Určení potřebných otáček hnací hřídele dopravníku

Otáčky hnací hřídele dopravníku vychází z rychlosti přepravy trubek od zásobníku k podavači. Předběžnou rychlost přepravy volím $v_{PP} = 0,05 \text{ m/s}$.

$$n_p = \frac{\omega_{PP} \cdot 30}{\pi} = \frac{\frac{v_{PP}}{D_8} \cdot 30}{\pi}$$

$$n_p = \frac{0,05}{0,071} \cdot \frac{30}{\pi}$$

$$n_p = 13,5 \text{ ot/min} \quad [5.55]$$

,kde ω_{PP} je předběžná úhlová rychlost přepravy řetězového dopravníku $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
 v_{PP} je předběžná rychlost přepravy řetězového dopravníku $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
 D_8 je roztečný průměr hnacího řetězového kola $[\text{m}]$

5.5.9 Potřebný výkon motoru řetězového dopravníku

$$P_D = M_{KDP} \cdot \omega_{PP} = M_{KDP} \cdot \frac{v_{PP}}{D_8}$$

$$P_D = 63 \cdot \frac{0,05}{0,071}$$

$$P_D = 88,7 \text{ W} = 0,089 \text{ kW} \quad [5.56]$$

,kde M_{KDP} je předběžný kroutící moment řetězového dopravníku $[\text{N} \cdot \text{m}]$
 ω_{PP} je předběžná úhlová rychlost přepravy řetězového dopravníku $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
 v_{PP} je předběžná rychlost přepravy řetězového dopravníku $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
 D_8 je roztečný průměr hnacího řetězového kola $[\text{m}]$

$$P_{PD} = \frac{P_D}{\eta}$$

$$P_{PD} = \frac{0,089}{0,95} \quad [5.57]$$

$$P_{PD} = 0,094 \text{ kW}$$

,kde P_D je výkon k vyvolání předběžného krouticího momentu M_{KDP} [kW]
 η je celková účinnost (0,95) [1]

5.5.10 Volba pohonu řetězového dopravníku (pozice č. 25 na výkrese č. JAW041-S01)

Hodnoty zvoleného pohonu musí být větší než hodnoty vypočtené. Navíc při volbě pohonu je třeba brát v potaz tzv. provozní faktor, který zohledňuje např. počet směn, počet sepnutí za 1 hodinu, nebo také přítomnost elektromagnetické brzdy na pohonu, popř. vnější provozní podmínky.

Volím:

Elektromotor s kuželočelní převodovkou od firmy PSP Pohony a.s. (obr. 5.17)

Přenášený výkon: $P_{ED} = 0,25 \text{ kW}$

Typ motoru: 1LA7070-4AB

Velikost motoru: 71

Velikost: E BOX K31 N

Výstupní otáčky: $n_{ED} = 27,9 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Výstupní moment: $M_{2ED} = 85,7 \text{ N} \cdot \text{m}$

Hmotnost: 18 kg

5.5.11 Kontrola průměru hřídele pod řetězovými koly

Průměr hřídele pod řetězovými koly byl vypočítán z předběžného krouticího momentu řetězového dopravníku. Nyní se však musí zkontrolovat, zda-li tento průměr vyhovuje i krouticímu momentu zvoleného pohonu.

$$\begin{aligned}
 d_D &\geq \sqrt[3]{\frac{M_{2ED} \cdot 16 \cdot k_e}{\pi \cdot 0.577 \cdot \text{Re}}} \\
 d_D &\geq \sqrt[3]{\frac{85,7 \cdot 16 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,577 \cdot 373000000}} \\
 d_D &\geq 0,015m \\
 0,016 &\geq 0,015 \\
 \text{VYHOVUJE}
 \end{aligned}
 \tag{5.58}$$

,kde M_{2ED} je výstupní moment elektropřevodovky řetězového dopravníku $[N \cdot m]$

d_D je průměr hřídele dopravníku pod řetězovými koly $[m]$

Re je mez kluzu v tahu pro daný materiál hřídele dopravníku $[Pa]$

k_e je bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu $[1]$

5.5.12 Rychlost přepravy řetězového dopravníku

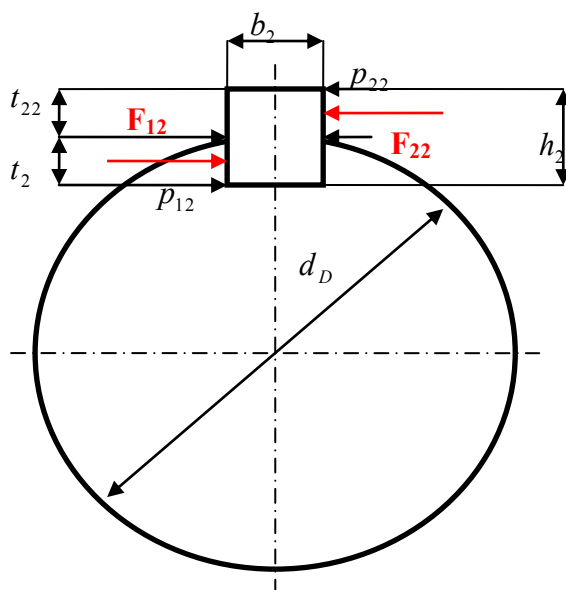
$$\begin{aligned}
 n_{ED} &= \frac{\omega_P \cdot 30}{\pi} = \frac{\frac{v_P}{D_8} \cdot 30}{\pi} \\
 \Downarrow \\
 v_P &= \frac{n_{ED} \cdot \pi \cdot \frac{D_8}{2}}{30} \\
 v_P &= \frac{27,9 \cdot \pi \cdot \frac{0,071}{2}}{30} \\
 v_P &= 0,1m/s
 \end{aligned}
 \tag{5.59}$$

,kde n_{ED} jsou výstupní otáčky z elektropřevodovky řetězového dopravníku $[ot \cdot \text{min}^{-1}]$

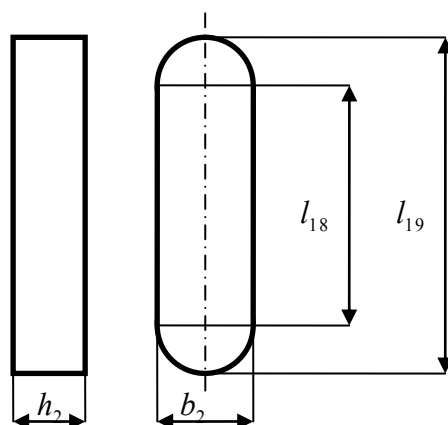
D_8 je roztečný průměr hnacího řetězového kola $[m]$

5.5.13 Návrh a výpočet spojení mezi hnací hřídelí dopravníku a hnacím řetězovým kolem (pozice č. 53 na výkrese č. JAW041-S02)

Spojení mezi hřídelí dopravníku a hnacím řetězovým kolem je zajištěno pomocí těsného pera. Podle průměru hřídele dopravníku (bod 5.5.7) volím dle ČSN 02 2562 normalizovaný průřez pera 5x5. Při pevnostním výpočtu předpokládáme, že tlaky p_{12} a p_{22} (obr. 5.28) jsou rozloženy na kontaktních plochách rovnoměrně a v náboji je jen otláčována přímá část boku pera délky l_{18} (obr. 5.29), pak platí $p_{22} > p_{12}$.



Obr. 5.28 Spojení mezi hnací hřídelí dopravníku a hnacím řetězovým kolem



Obr. 5.29 Těsné pero pro spojení hřídele dopravníku s hnacím řetězovým kolem

5.5.13.1 Výpočet síly působící na těsné pero v náboji

$$F_{22} = \frac{M_{2ED}}{\frac{d_D}{2} + \frac{t_{22}}{2}}$$

$$F_{22} = \frac{85,7}{\frac{0,016}{2} + \frac{0,0021}{2}} \quad [5.60]$$

$$F_{22} = 9469,6 N$$

,kde M_{2ED} je výstupní moment elektropřevodovky řetězového dopravníku $[N \cdot m]$

d_D je průměr hřídele dopravníku pod řetězovými koly $[m]$

t_{22} je výška pera v náboji $[m]$

5.5.13.2 Výpočet účinné délky těsného pera

$$p_{22} = \frac{F_{22}}{l_{18} \cdot t_{22}} \leq p_{22D}$$

$$\Downarrow$$

$$l_{18} = \frac{F_{22}}{p_{22D} \cdot t_{22}} \quad [5.61]$$

$$l_{18} = \frac{9469,6}{120000000 \cdot 0,0021}$$

$$l_{18} = 0,038 m$$

,kde F_{22} je síla působící na těsné pero v náboji $[N]$

p_{22} je tlak působící na těsné pero v náboji $[Pa]$

p_{22D} je dovolený tlak, který může působit na těsné pero v náboji, pro ocelový náboj 120 MPa

t_{22} je výška pera v náboji $[m]$

5.5.13.3 Výpočet délky pera

$$\begin{aligned}
 l_{19} &= l_{18} + b_2 \\
 l_{19} &= 0,038 + 0,005 \\
 l_{19} &= 0,043m - \text{Volím } 0,045m
 \end{aligned}
 \tag{5.62}$$

,kde b_2 je šířka těsného pera $[m]$
 l_{18} je účinná délka pera $[m]$

5.5.13.4 Výpočet síly působící na těsné pero v hřídeli

$$\begin{aligned}
 F_{12} &= \frac{M_{2ED}}{\frac{d_D}{2} + \frac{t_2}{2}} \\
 F_{12} &= \frac{85,7}{\frac{0,016}{2} + \frac{0,0029}{2}} \\
 F_{12} &= 9068,8N
 \end{aligned}
 \tag{5.63}$$

,kde M_{2ED} je výstupní moment elektropřevodovky řetězového dopravníku $[N \cdot m]$
 d_D je průměr hřídele dopravníku pod řetězovými koly $[m]$
 t_2 je výška pera v hřídeli $[m]$

5.5.13.5 Kontrola tlaku působícího na těsné pero v hřídeli

$$p_{12} = \frac{F_{12}}{l_{19} \cdot t_2} \leq p_{22D}$$

$$\frac{9068,8}{0,045 \cdot 0,0029} \leq 1200000000 \quad [5.64]$$

$$69492720 \leq 1200000000$$

VYHOVUJE

,kde F_{12} je síla působící na těsné pero v hřídeli $[N]$

p_{12} je tlak působící na těsné pero v hřídeli $[Pa]$

p_{22D} je dovolený tlak, který může působit na těsné pero v náboji, pro ocelový náboj
120 MPa

t_2 je výška pera v hřídeli $[m]$

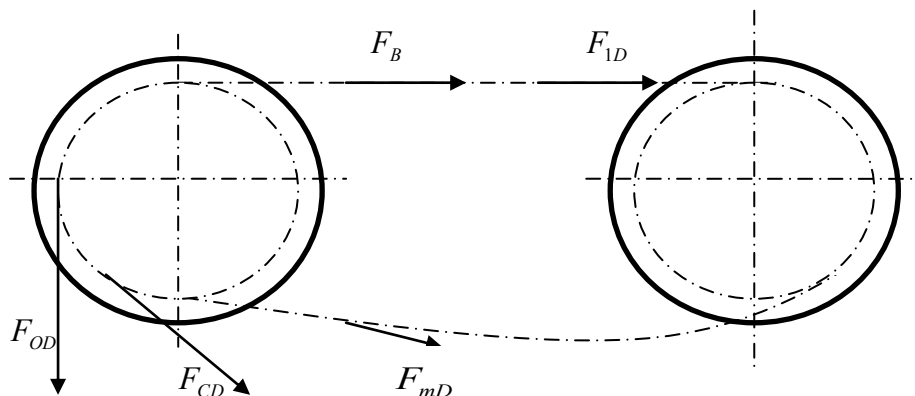
l_{19} je délka pera $[m]$

Pro spojení hnací hřídele dopravníku s hnacím řetězovým kolem volím těsné pero 5e7x5x45 ČSN 02 2562.

5.5.14 Pevnostní kontrola dopravního řetězu (pozice č. 26 na výkrese č. JAW041-S01)

a) tažná síla

Potřebná tažná síla v horní větvi dopravníku je v rovnováze se čtyřmi silami (obr. 5.30) :



Obr. 5.30 Schéma rozložení sil v řetězovém dopravníku

- 1) se silou potřebnou k uvedení plně naloženého řetězového dopravníku do pohybu

$$F_B = 1773,4 \text{ N}$$

- 2) s obvodovou silou

$$F_{OD} = \frac{P_{ED}}{v_P}$$

$$F_{OD} = \frac{250}{0,1}$$

$$F_{OD} = 2500 \text{ N}$$

[5.65]

,kde P_{ED} je výkon elektropřevodovky řetězového dopravníku $[kW]$

v_P je rychlost přepravy řetězového dopravníku $[m \cdot s^{-1}]$

3) s odstředivou silou

$$\begin{aligned}
 F_{CD} &= m_{1mD} \cdot v_P^2 \\
 F_{CD} &= 1,85 \cdot 0,1^2 \\
 F_{CD} &= 0,0185 N
 \end{aligned}
 \tag{5.66}$$

,kde m_{1mD} je hmotnost 1 metru dopravního řetězu (viz příloha I) $[kg \cdot m^{-1}]$
 v_P je rychlost přepravy řetězového dopravníku $[m \cdot s^{-1}]$

4) se silou, která se rovná tíze řetězu

$$\begin{aligned}
 F_{mD} &= \frac{m_{1mD} \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{m_{1mD} \cdot (20 \cdot t_D)^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot t_D} \cdot g \\
 F_{mD} &= \frac{1,85 \cdot (20 \cdot 0,015875)^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot 0,015875} \cdot 9,81 \\
 F_{mD} &= 72 N
 \end{aligned}
 \tag{5.67}$$

,kde m_{1mD} je hmotnost 1 metru dopravního řetězu (viz příloha I) $[kg \cdot m^{-1}]$
 t_D je rozteč dopravního řetězu řetězového dopravníku (viz příloha I) $[m]$
 g je gravitační zrychlení $[m \cdot s^{-2}]$

Tažná síla pak:

$$\begin{aligned}
 F_{1D} &= F_B + F_{OD} + F_{CD} + F_{mD} \\
 F_{1D} &= 1773,4 + 2500 + 0,0185 + 72 \\
 F_{1D} &= 4345,4 N
 \end{aligned}
 \tag{5.68}$$

,kde F_B je síla potřebná k uvedení plně naloženého řetězového dopravníku do pohybu $[N]$
 F_{OD} je obvodová síla v řetězovém dopravníku $[N]$
 F_{CD} je odstředivá síla v řetězovém dopravníku $[N]$
 F_{mD} síla tíhy řetězu řetězového dopravníku $[N]$

b) statická kontrola proti přetržení dopravního řetězu

$$k_{SD} = \frac{F_{PtD}}{F_{1D}} \geq 7$$

$$k_{SD} = \frac{45400}{4345,4}$$

$$k_{SD} = 10,4 \quad [5.69]$$

$$k_{SD} \geq 7$$

VYHOVUJE

,kde F_{1D} je tažná síla působící v horní větvi řetězového dopravníku $[N]$
 F_{PtD} je síla přetržení řetězu doporučená výrobcem (viz příloha I) $[N]$

c) dynamická kontrola proti přetržení dopravního řetězu

$$k_{DD} = \frac{F_{PtD}}{F_{1D} \cdot Y} \geq 4$$

$$k_{DD} = \frac{45400}{4345,4 \cdot 2}$$

$$k_{DD} = 5,2 \quad [5.70]$$

$$k_{DD} \geq 4$$

VYHOVUJE

,kde F_{1D} je tažná síla působící v horní větvi řetězového dopravníku $[N]$
 F_{PtD} je síla přetržení řetězu doporučená výrobcem (viz příloha I) $[N]$
 Y je činitel rázu (obr. 5.31) $[1]$

Hnaný stroj	Hnací stroj							
	Elektro- motor	Spalovací motor				Vodní turbína		Parní Turbína
		pomaloběžný		rychloběžný				
		1 válec	2 válce	4 válce	6 válců	rychlo- běžná	pomalu - běžná	
Soustruh, vrtačka	1,4							
Frézka	1,5							
Hoblovka	2,3							
Obrážka	2							
Tažný stroj	1,8							
Lis								
-hydraulický	1,8			2,5	2,2			
-výstředníkový	2,5							
-pákový	2							
Pístový kompresor	2,5		5	4	3,5			
-jednostupňový	2		4,5	3,5	3			
-dvoustupňový								
Odstř. kompresor								
-jednostupňový	1,6	4	3,2	2,5	2			
-dvoustupňový	1,3	3	2,7	2	1,6			
Dmýchadlo	1,5		3	2,5	2			
Ventilátor	2,5		3,7					
Pístové čerpadlo								
-jednoválcové	2	5	4	3	2,6	2,5	3,5	
-dvouválcové	1,8	4	3,5	2,7	2,3	2,2	2,7	
Odstřed. čerpadlo	1,5	3	2,8	2,2				
Válcovací trať	2,5							
Drtící válce	2							
Mísicí buben	1,7	4	3,2	2,5	2			
Bagr	3			4,5	4			
Dopravník								
-pro sypký materiál	1,5	3	2,8	2,2	2			
-pro kusový materiál	2	4	3,5	2,7	2			
Zdvihadlo	2,5	5	4	3	2,6			
Generátor								
-velký	1		2			1,2	1,5	1
-malý	1,5		2,8			1,7	2,5	1,5

Obr. 5.31 Činitel rázu pro řetěz řetězového dopravníku

5.5.15 Volba řetězových kol

a) volba hnacího řetězového kola (pozice č. 18 na výkrese č. JAW041-S01)

Řetězové kolo volím jako řetězové kolo s nábojem 5/8" x 3/8" pro válečkové řetězy dle DIN 8187, ISO /R 606, ČSN 02 3311 od firmy ŘETĚZY Olomouc s.r.o. (viz příloha J – katalogový list zvoleného hnacího řetězového kola dopravníku)

b) volba hnaného řetězového kola (pozice č. 19 na výkrese č. JAW041-S01)

Řetězové kolo volím jako řetězové kolo napínací s ložiskem 1,2" x 5/16" pro válečkové řetězy dle DIN 8187, ISO /R 606, ČSN 02 3311 od firmy ŘETĚZY Olomouc s.r.o. (viz příloha K – katalogový list zvoleného hnaného a napínacího řetězového kola dopravníku)

c) volna napínacích řetězových kol (pozice č. 20 na výkrese č. JAW041-S01)

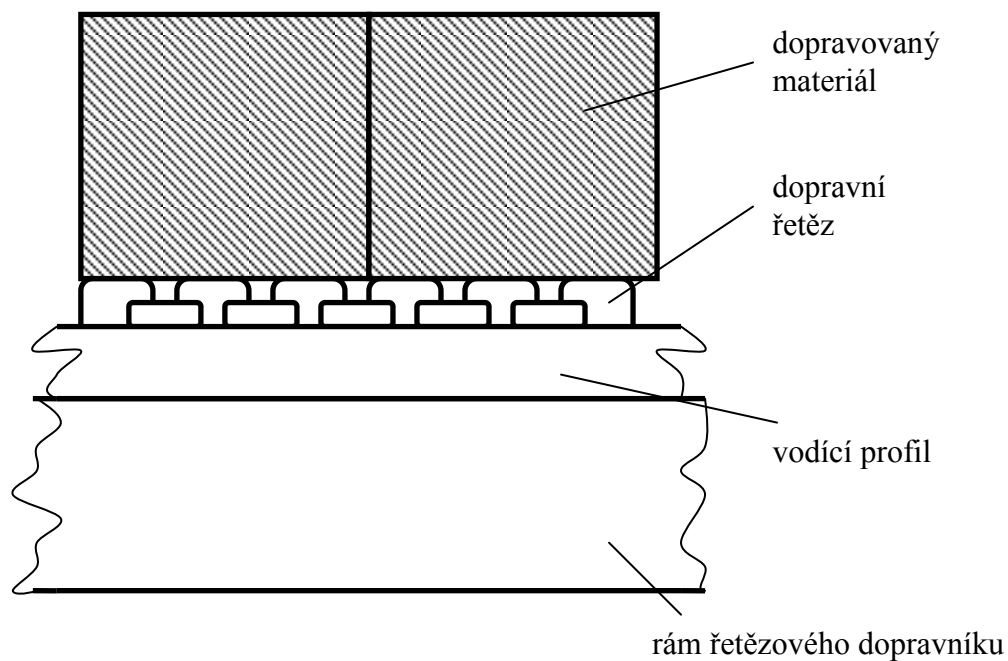
Řetězové kolo volím jako řetězové kolo napínací s ložiskem 1,2" x 5/16" pro válečkové řetězy dle DIN 8187, ISO /R 606, ČSN 02 3311 od firmy ŘETĚZY Olomouc s.r.o. (viz příloha K – katalogový list zvoleného hnaného a napínacího řetězového kola dopravníku)

5.5.16 Návrh a určení vodícího profilu (pozice č. 55 na výkrese č. JAW041-S01)

Vodící profil (obr. 5.32) slouží k vedení horní větve řetězu v řetězovém dopravníku (obr. 5.33)



Obr. 5.32 Vodící profil



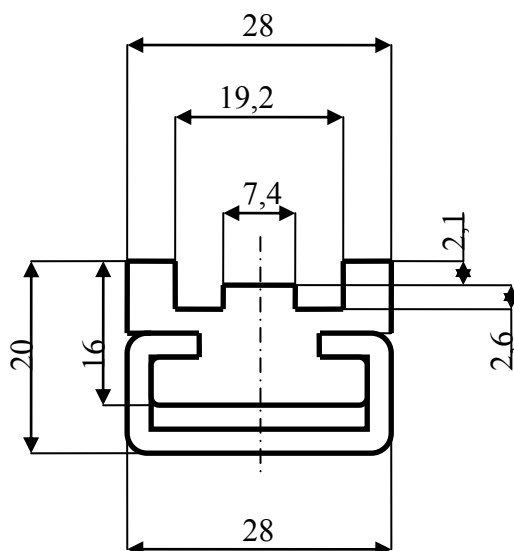
Obr. 5.33 Umístění vodícího profilu na řetězovém dopravníku

5.5.16.1 Volba vodícího profilu

Na základě korespondence s firmou ŘETĚZY Olomouc, spol. s r.o. (viz příloha L) volím typ vodícího profilu CTS (obr. 5.34 a obr. 5.35).



Obr. 5.34 Vodící profil CTS



Obr. 5.35 Vodící profil CTS pro zvolený dopravní řetěz 10B

5.5.16.2 Kontrola vodícího profilu na otlačení (deformaci)

Kontrola vodícího profilu na otlačení (deformaci) kontroluje, zda-li vodící profil nebude deformován pod tíhou trubek, které se po něm budou dopravovat (zda-li je vodící profil dostatečně pevný). Kontrolní výpočet vodícího profilu na otlačení (deformaci) provedla firma Murtfeldt plasty s.r.o. Zvolený vodící profil vyhovuje danému zatížení (viz příloha M – korespondence s firmou Murtfeldt plasty s.r.o)

5.5.17 Výpočet ložisek řetězových kol

Ložiska jsou součástí zvolených hnacích a napínacích řetězových kol dopravníku (viz příloha K). Proto volbu ložiska ovlivňuje pouze samotná volba hnacího, napínacího řetězového kola dopravníku.

$$P_L = X_D \cdot F_{rD} + Y_D \cdot F_{aD} \Rightarrow X_D \cdot F_{1D}$$

$$P_L = 1 \cdot 4345,4$$

[5.71]

$$P_L = 4345,4N$$

,kde F_{1D} je tažná síla působící v horní větvi řetězového dopravníku [N]

X_D je součinitel radiálního zatížení ložiska dopravníku (obr. 5.36) [1]

Typ ložiska	„Relativní axiální zatížení“ i_1, i_2	Jednořadá ložiska				Dvouřadá ložiska				e	
		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$			
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y		
Radiální kuličková ložiska	$\frac{f_0 F_a^3}{C_{or}} \cdot \frac{F_a}{i Z D_w^2}$	1	0	0,56		1	0	0,56		0,19	
					2,30				2,30		
					1,99				1,99		
					1,71				1,71		
					1,55				1,55		
					1,45				1,45		
					1,31				1,31		
					1,15				1,15		
					1,04				1,04		
	1,00	1,00									
Kuličková ložiska s kosohřílným stykem	$\frac{f_0 (F_a^3)}{C_{or}} \cdot \frac{F_a}{Z D_w^2}$	1	0	Pro tento typ ložiska se používají hodnoty X, Y, e uvedené pro radiální kuličková ložiska		1				0,23	
					2,78		3,74	0,26			
					2,40		3,23	0,30			
					2,07		2,78	0,34			
					1,87		2,52	0,36			
					1,75		2,36	0,40			
					1,58		2,13	0,45			
					1,39		1,87	0,50			
					1,26		1,69	0,52			
		1,21	1,63	0,54							
	$\alpha = 5^\circ$		1	0	0,46		1	0,75		0,29	
						1,88			2,78		0,32
						1,71			2,47		0,36
						1,52			2,13		0,40
						1,41			2,00		0,44
						1,34			1,82		0,49
						1,23			1,71		0,54
						1,10			1,64		0,56
						1,01			1,63		0,58
		1,00	1,63	0,60							
	$\alpha = 10^\circ$		1	0	0,44		1	0,72		0,38	
						1,47			2,28		0,40
						1,40			2,11		0,44
						1,30			2,00		0,46
						1,23			1,93		0,47
						1,19			1,82		0,50
						1,12			1,74		0,53
						1,02			1,66		0,56
		1,00				1,63			0,58		
	1,00	1,63	0,60								
$\alpha = 15^\circ$		1	0	0,44		1	0,72		0,38		
					1,65			2,28		0,40	
					1,57			2,11		0,44	
					1,46			2,00		0,46	
					1,38			1,93		0,47	
					1,34			1,82		0,50	
					1,26			1,74		0,53	
					1,14			1,66		0,56	
					1,12			1,63		0,58	
	1,12	1,63	0,60								

Obr. 5.36 Součinitel radiálního zatížení ložiska řetězového kola

$$L_{10hD} = \left(\frac{C}{P_L} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{ED}}$$
$$L_{10hD} = \left(\frac{9560}{4345,4} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 27,9} \quad [5.72]$$
$$L_{10hD} = 6361 \text{ hodin}$$

,kde C je základní dynamická únosnost ložiska (viz příloha L) $[N]$

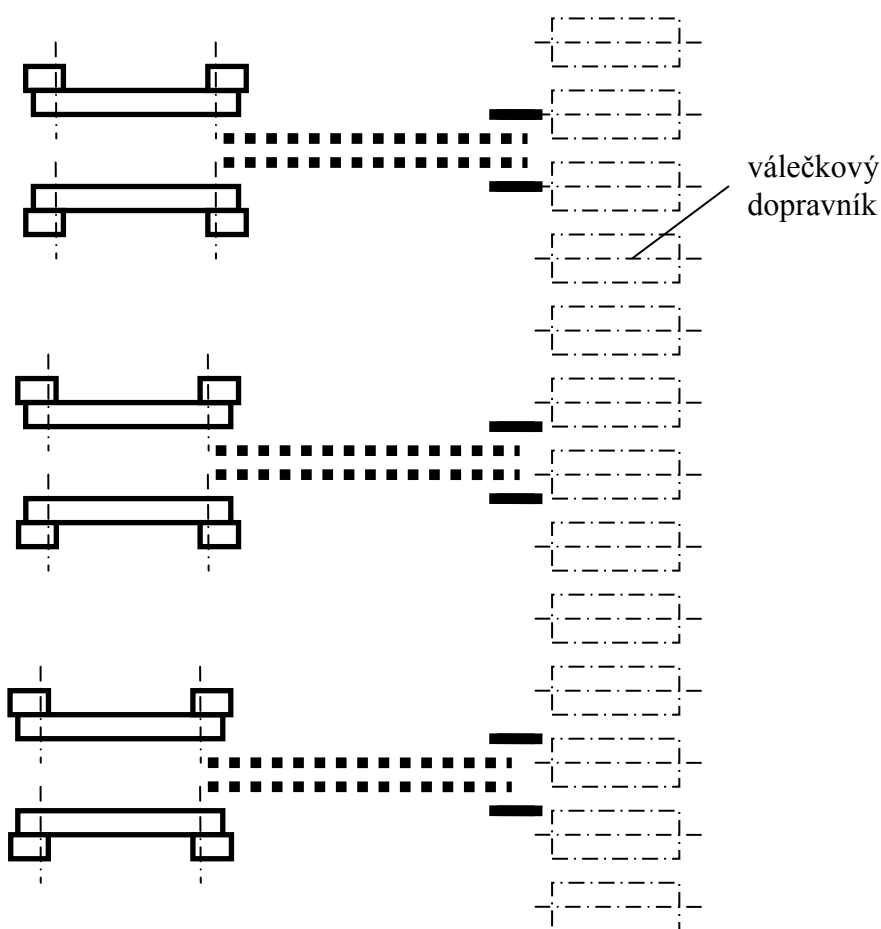
P_L je radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska dopravníku $[N]$

p je pro kuličková ložiska rovno 3 $[1]$

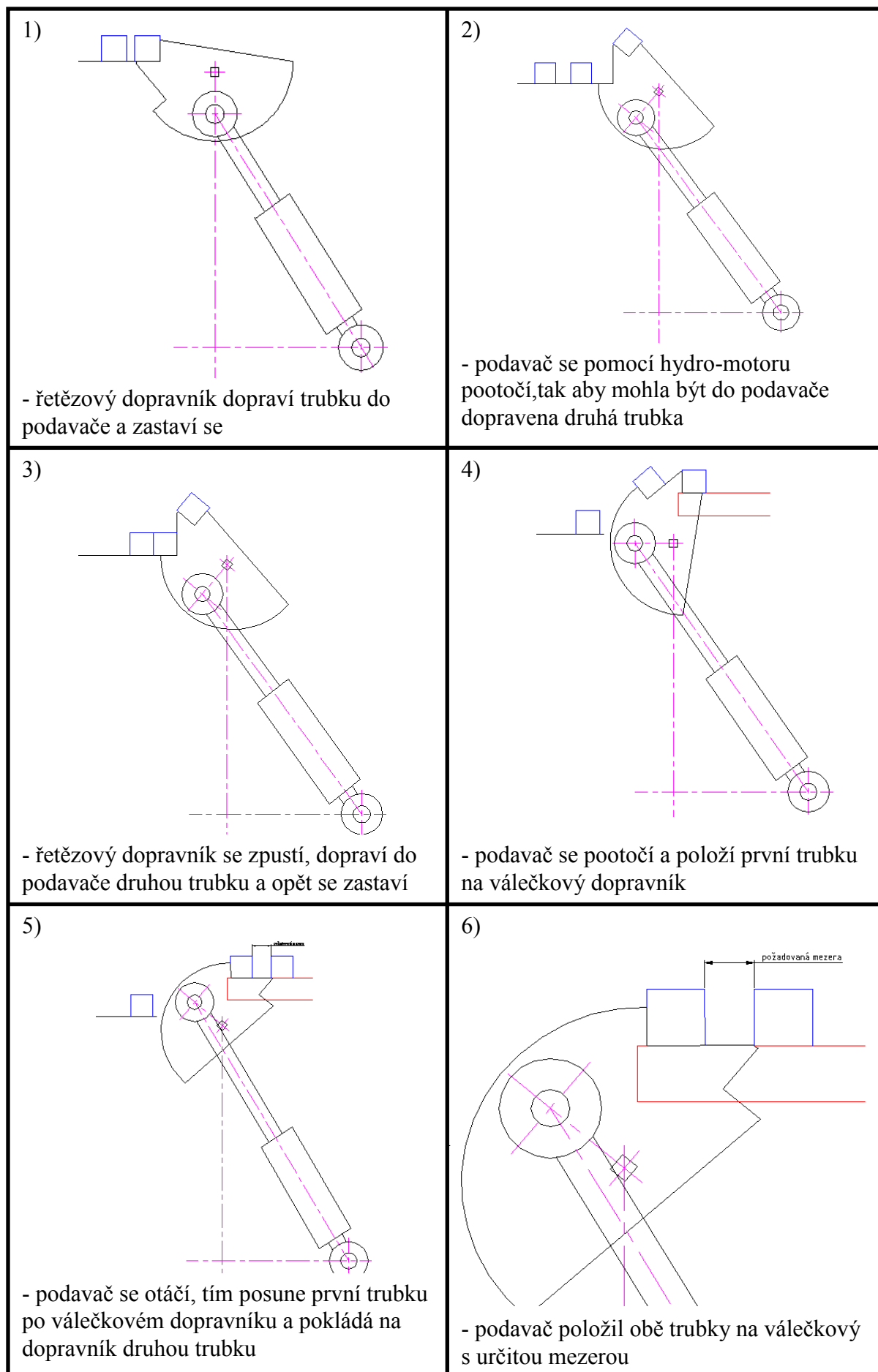
n_{ED} jsou výstupní otáčky z elektropřevodovky řetězového dopravníku $[ot \cdot \min^{-1}]$

5.6 Návrh a výpočet podavače

Podavač se nachází na konci řetězového dopravníku. Trubky, které jsou dopravníkem dopraveny k podavači, jsou podavačem překlopeny na válečkový dopravník, který je umístěn kolmo na všechny tři příčné řetězové zásobníky (obr. 5.37). Při návrhu podavače musela být splněna podmínka číslo 4) Podavač umožňuje překlopit dva materiály s určitou mezerou mezi sebou. Pro splnění této podmínky se naskytlo několik variant řešení podavače. Všechny navrhované varianty řešení podavače jsou znázorněny v příloze P – varianty řešení podavače. Z navrhovaných řešení jsem vybral variantu č. 2, jejíž princip je popsán na obrázku č. 5.38.



Obr. 5.37 Válečkový dopravník spojující jednotlivé příčné řetězové zásobníky



Obr. 5.38 Princip podavače

5.6.1 Výpočet síly potřebné k překlopení trubek podavačem

Podavač slouží k překlopení dvou trubek z řetězového dopravníku na válečkový dopravník. Proto potřebná síla musí být dostatečně velká, aby překlopila obě trubky (obr. 5.42). Výpočet síly, vychází z momentové rovnováhy.

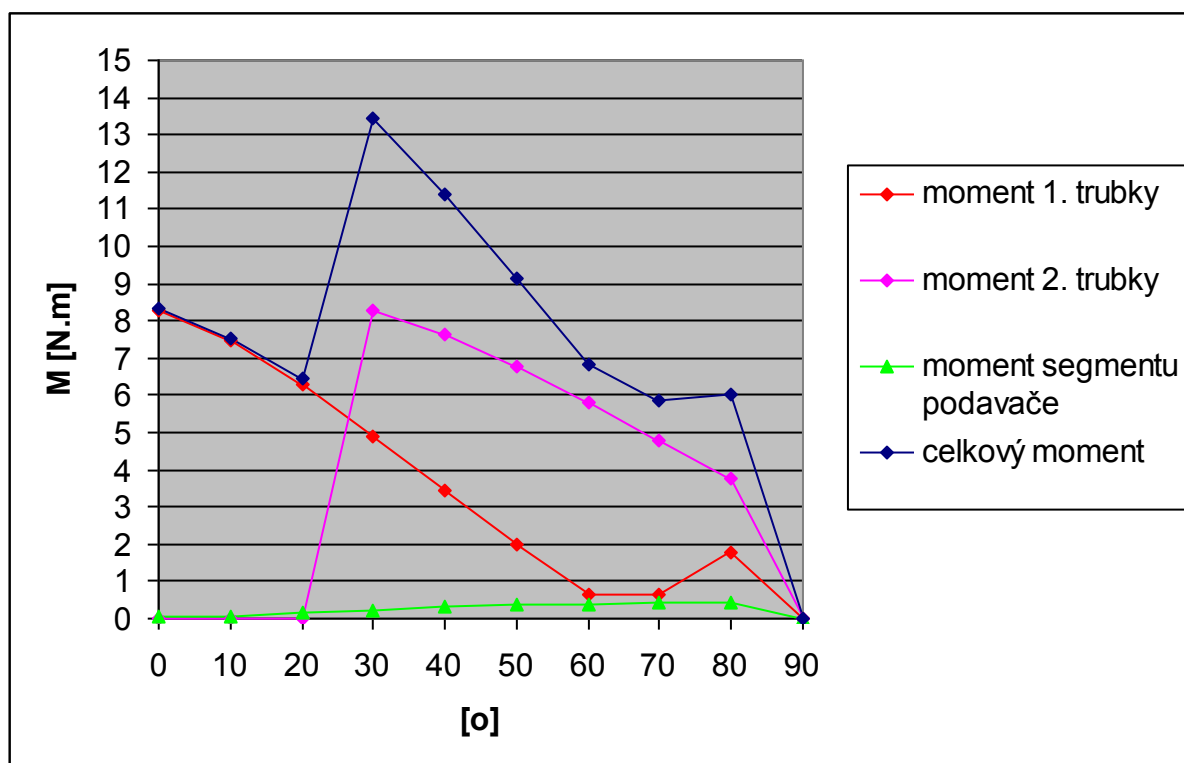
V tabulce 2 jsou uvedeny momenty 1. trubky, momenty 2. trubky, momenty segmentu podavače a celkové momenty vyjádřené k ose otáčení podavače, které odpovídají určité poloze podavače při překlápění první trubky z řetězového dopravníku na válečkový dopravník. Na obr. 5.39 jsou hodnoty z tabulky 2 vyjádřeny graficky.

V tabulce 3 jsou uvedeny momenty 2. trubky, momenty segmentu podavače a celkové momenty vyjádřené k ose otáčení podavače, které odpovídají určité poloze podavače při doklápění druhé trubky na válečkový dopravník, neboť po překlopení první trubky na válečkový dopravník se druhá trubka nachází na dráze překlopení a podavač se stále musí otáčet, aby došlo k překlopení i druhé trubky na válečkový dopravník. Na obr. 5.40 jsou hodnoty z tabulky 3 vyjádřeny graficky.

Z celkových momentů vyberu největší, z kterého určím maximální sílu, kterou musím vyvinout, aby došlo k překlopení obou trubek z řetězového dopravníku na válečkový dopravník. Na obr. 5.41 jsou znázorněny polohy těžiště 1. trubky (červený křížek), 2. trubky (fialový křížek) a segmentu podavače (zelený křížek) v jednotlivých polohách podavače.

poloha segmentu [°]	moment 1. trubky [N · m]	moment 2. trubky [N · m]	moment segmentu podavače [N · m]	celkový moment [N · m]
0	8,3	0	0,04	8,34
10	7,45	0	0,07	7,52
20	6,28	0	0,16	6,44
30	4,91	8,3	0,24	13,45
40	3,46	7,64	0,31	11,41
50	2	6,77	0,36	9,13
60	0,62	5,79	0,4	6,81
70	0,64	4,8	0,42	5,86
80	1,79	3,79	0,44	6,02
90	0	0	0	0

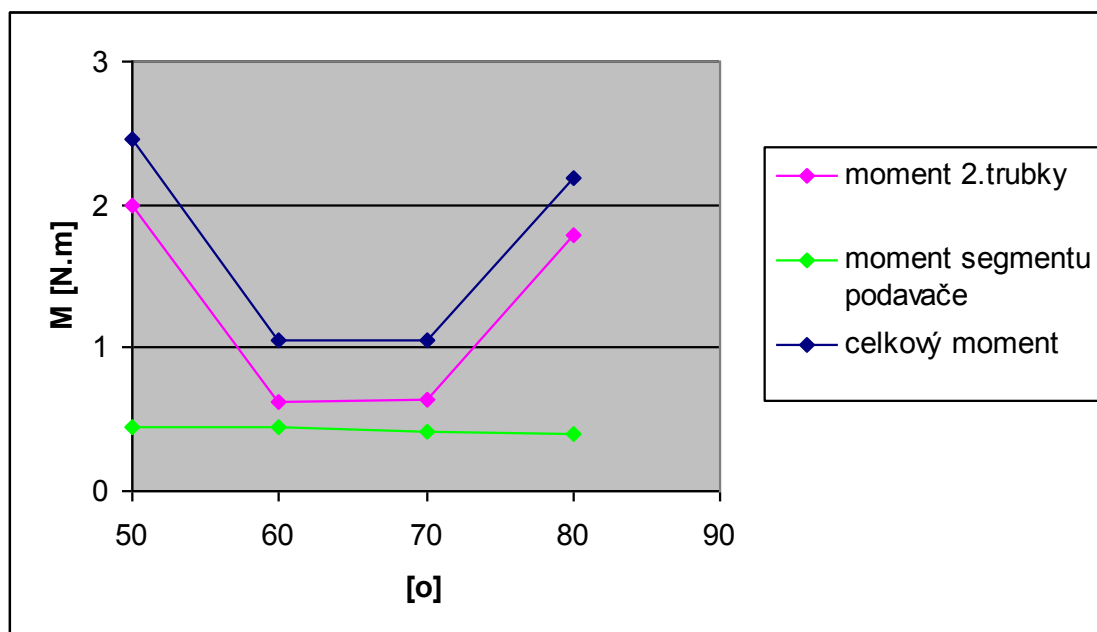
Tabulka 2 – Momenty při překlápění 1 trubky na válečkový dopravník



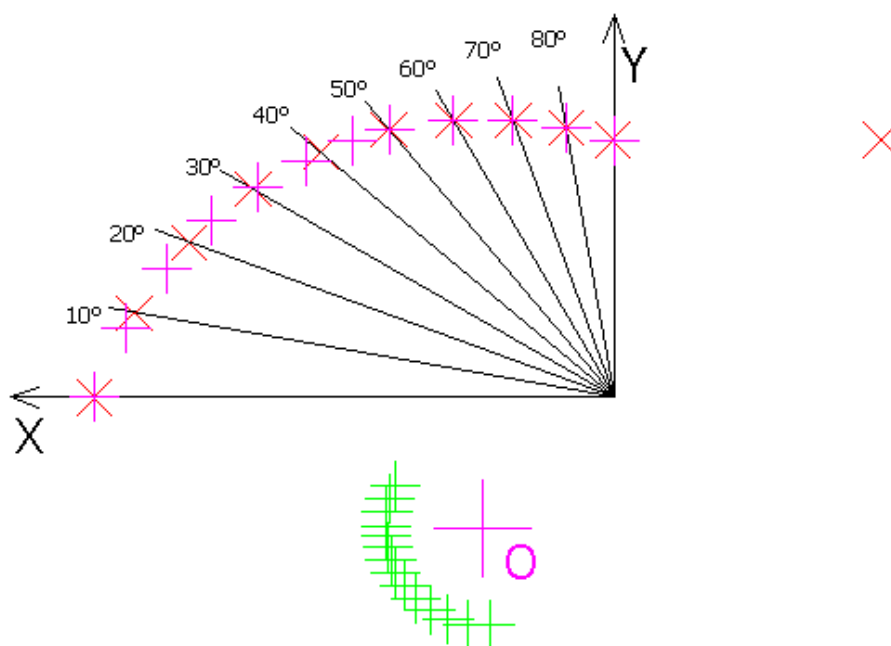
Obr. 5.39 Graf momentů při překlápění 1 trubky na válečkový dopravník

poloha segmentu [°]	moment 1. trubky [N · m]	moment 2. trubky [N · m]	moment segmentu podavače [N · m]	celkový moment [N · m]
50	0	2	0,45	2,45
60	0	0,62	0,44	1,06
70	0	0,64	0,42	1,06
80	0	1,79	0,4	2,19

Tabulka 3 – Momenty při doklopení 2. trubky na válečkový dopravník



Obr. 5.40 Graf momentů při doklopení 2. trubky na válečkový dopravník



Obr. 5.41 Polohy těžiště 1. trubky, 2. trubky a segmentu podavače v jednotlivých polohách podavače

$$M_{C30} = F_P \cdot l_{21} \cdot \cos \alpha^\circ \Rightarrow$$

$$F_P = \frac{M_{C30}}{l_{21F} \cdot \cos \alpha}$$

[5.73]

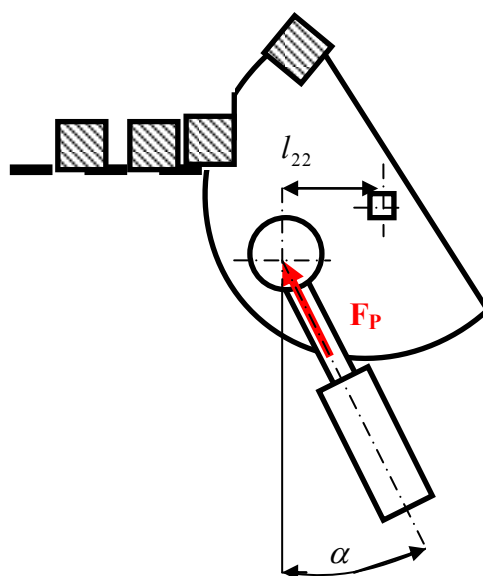
$$F_P = \frac{13,45}{0,032 \cdot \cos 31}$$

$$F_P = 490,35 N$$

,kde M_{C30} je největší celkový moment při překlápění trubek podavačem (30°) [$N \cdot m$]

l_{21} je vzdálenost kolmé síly, která je třeba k překonání M_{C30} , od osy otáčení podavače (odměřeno v AutoCADu) [m]

α je úhel mezi kolmou silou, která je třeba k překonání M_{C30} a silou působící v ose hydromotoru [$^\circ$]



Obr. 5.42 Síla potřebná k překlápění trubek na válečkový dopravník

5.6.2 Minimální potřebná plocha válce hydro-motoru

$$\begin{aligned} p_{prac} &= \frac{F_p}{S_{pHM}} \Rightarrow \\ S_{pHM} &= \frac{F_p}{p_{prac}} \\ S_{pHM} &= \frac{490,35}{18000000} \\ S_{pHM} &= 0,000027 m^2 \end{aligned} \quad [5.74]$$

,kde F_p je síla potřebná k překlopení trubek podavačem $[N]$

p_{prac} je pracovní tlak $[Pa]$

5.6.3 Volba hydro-motoru

Volím hydro-motor od firmy Hydraulics s.r.o jako přímočarý hydro-motor série EH (obr. 5.43) (viz příloha N – katalogový list zvoleného hydro-motoru):

EH - 40/22 x 280 – R



Obr. 5.43 Přímočarý hydro-motor série EH od firmy Hydraulics s.r.o

5.6.4 Kontrola hydro-motoru

Hydro-motor se musí zkontrolovat, zda-li vyvine dostatečnou sílu pro zvednutí trubek.

$$\begin{aligned}
 S_{HM} &> S_{pHM} \\
 S_{HM} &= \frac{\pi}{4} \cdot (D_{HM}^2 - d_{HM}^2) \\
 S_{HM} &= \frac{\pi}{4} \cdot (0,04^2 - 0,022^2) \\
 S_{HM} &= 0,000877 m^2 \\
 S_{HM} &> S_{pHM} \\
 0,000877 &> 0,000027 \\
 &VYHOVUJE
 \end{aligned}
 \tag{5.75}$$

,kde S_{pHM} je potřebná plocha válce hydro-motoru $[m^2]$

D_{HM} je jmenovitý průměr válce hydro-motoru $[m]$

d_{HM} je průměr pístní tyče hydro-motoru $[m]$

5.6.5 Síla vyvozená hydro-motorem

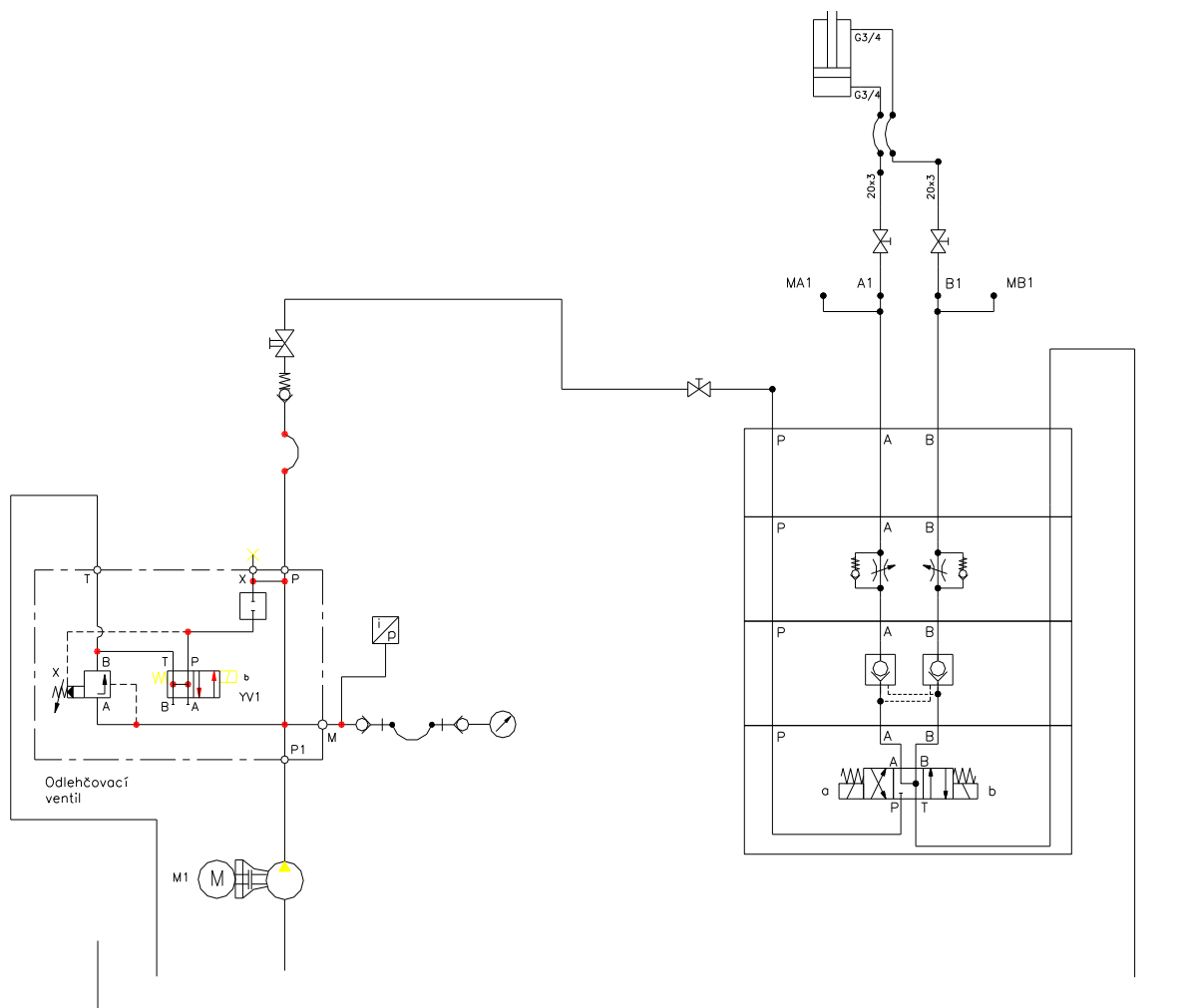
$$\begin{aligned}
 F_{HM} &= p_{\max} \cdot S_{HM} \\
 F_{HM} &= 18000000 \cdot 0,000877 \\
 F_{HM} &= 15786 N
 \end{aligned}
 \tag{5.76}$$

,kde S_{pHM} je potřebná plocha válce hydro-motoru $[m^2]$

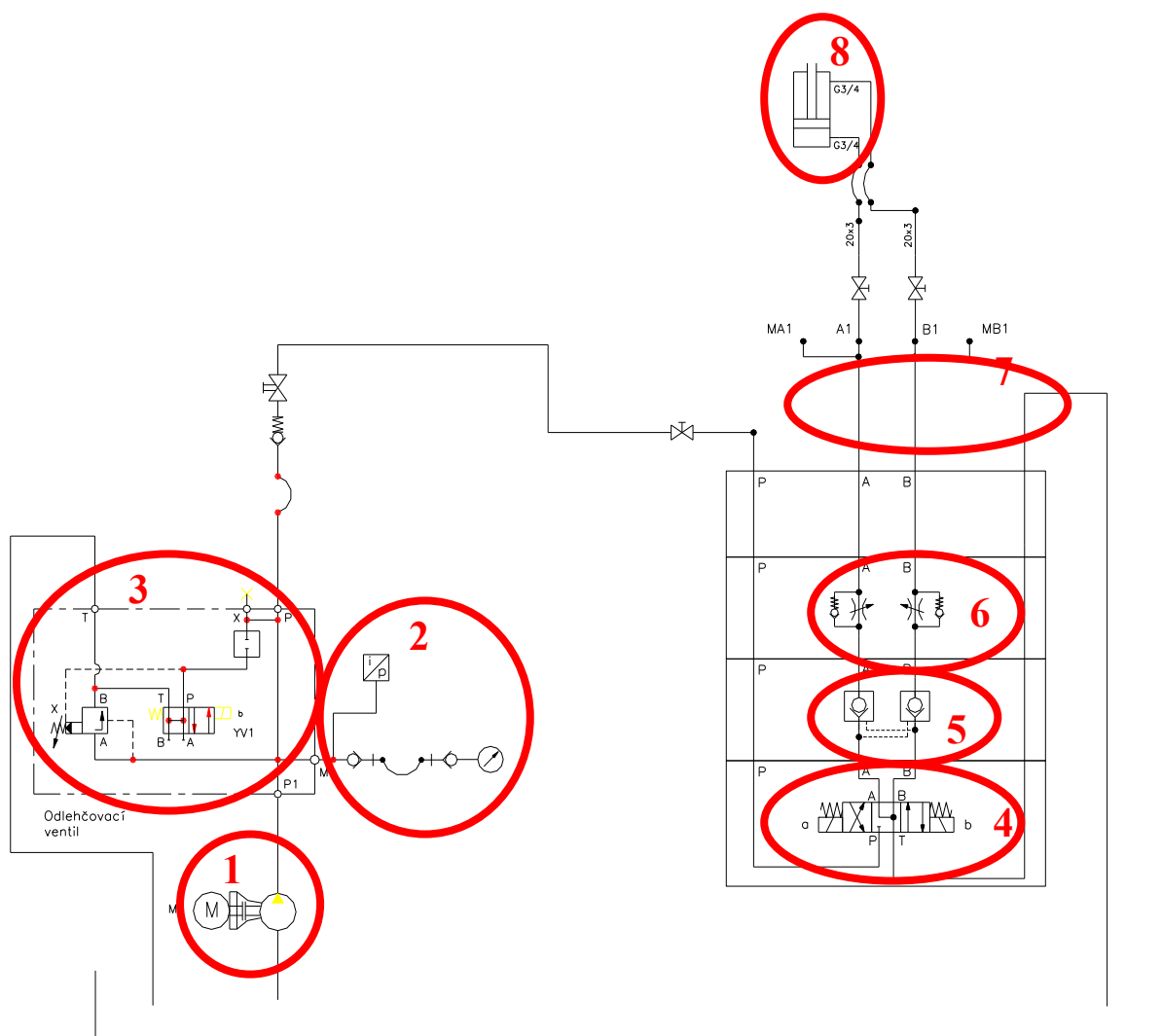
p_{prac} je pracovní tlak $[Pa]$

5.6.6 Návrh hydraulického obvodu

Schéma navrhovaného hydraulického obvodu je znázorněno na obr. 5.44. Na obr. 5.45 je toto schéma rozděleno na jednotlivé prvky, z kterých se hydraulický obvod skládá.



Obr. 5.44 Schéma hydraulického obvodu podavače



Obr. 5.45 Schéma hydraulického obvodu podavače rozděleno na jednotlivé prvky, z kterých se hydraulický obvod skládá

- 1) Elektromotor – slouží k vhánění pracovní látky (oleje) do hydraulického obvodu
- 2) Snímač tlaku – slouží pro měření tlaku (tlak převádí na proud)
- 3) Pojistný ventil nepřímý řízený s odlehčením – slouží k minimalizaci tepelných ztrát v době, kdy nedochází k pohybu podavače, ale elektromotor stále běží
- 4) 4/3 šoupátkový rozvaděč (4 přípoje, 3 polohy, střední poloha určena pružinami) – slouží k rozvodu pracovní látky (oleje) buď na stranu pro pohyb podavače směrem nahoru a nebo na stranu pro pohyb podavačem směrem dolů
- 5) Hydraulický zámek – slouží k 100% zabrzdění podavače v jakékoli poloze
- 6) Škrťací ventil – slouží k regulaci pohybu podavače buď směrem nahoru nebo dolů
- 8) Měřicí body
- 7) Hydro-motor – slouží k pohybu podavače

5.6.7 Výpočet průměrů hřídele podavače

Materiál hřídele volím 11 700.

$$\begin{aligned}\tau_p &\leq \tau_{PD} \\ \frac{M_{C30}}{W_{KP}} &= \frac{M_{C30}}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{16}} \leq \frac{0,577 \cdot Re}{k_e} \Rightarrow \\ d_p &= \sqrt[3]{\frac{M_{C30} \cdot 16 \cdot k_e}{\pi \cdot 0,577 \cdot Re}} \quad [5.77] \\ d_p &= \sqrt[3]{\frac{13,45 \cdot 16 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,577 \cdot 373000000}} \\ d_p &= 0,008m - \text{Volím } 0,016m\end{aligned}$$

,kde τ_p je napětí v krutu hřídele podavače $[Pa]$

τ_{PD} je dovolené napětí v krutu hřídele podavače $[Pa]$

M_{C30} je největší celkový moment při překlápění trubek podavačem (30°) $[N \cdot m]$

W_{KP} je modul odporu průřezu hřídele podavače v krutu $[m^3]$

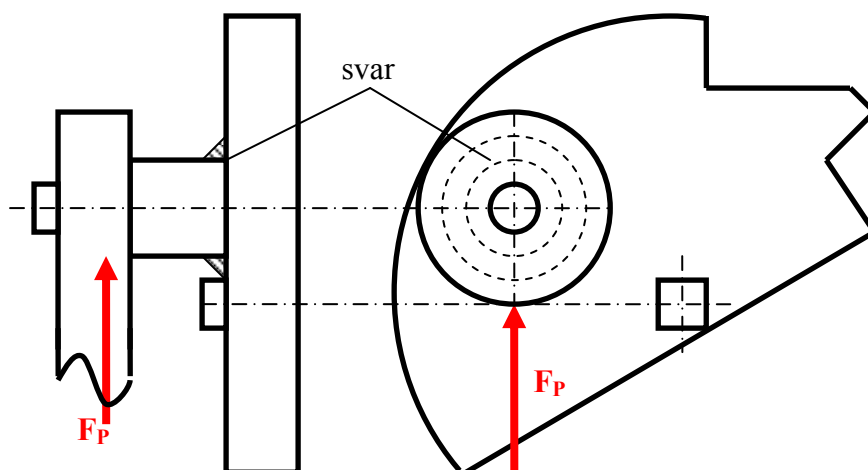
Re je mez kluzu v tahu pro daný materiál hřídele podavače $[Pa]$

k_e je bezpečnost vůči mezi kluzu v tahu $[1]$

Dle normy ČSN 01 4990 volím průměr hřídele podavače $d_p = 0,016m$

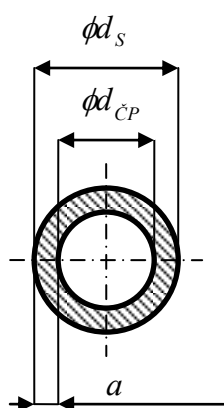
5.6.8 Výpočet svaru čepu podavače

Čep podavače slouží ke spojení podavače s hydro-motorem. Čep je z jedné strany navařen na segmentu podavače (obr. 5.46) a z druhé strany je na něm nasazen hydro-motor. Materiál čepu volím ocel 11 700.



Obr. 5.46 Spojení čepu podavače se segmentem podavače

5.6.8.1 Sklopení nosných průřezů svaru do roviny připojení



Obr. 5.47 Sklopení nosných průřezů svaru do roviny připojení

5.6.8.2 Výpočet napětí ve svaru

$$\begin{aligned}\tau_{\perp} &= \frac{F_P}{S_S} = \frac{F_P}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_S^2 - d_{CP}^2)} \\ \tau_{\perp} &= \frac{490,35}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,034^2 - 0,028^2)} \\ \tau_{\perp} &= 1678315 Pa\end{aligned}\quad [5.78]$$

,kde F_P je síla potřebná k překlopení trubek podavačem $[N]$
 S_S je plocha svaru $[m^2]$
 d_S je průměr svaru $[m]$
 d_{CP} je průměr čepu podavače $[m]$

$$\begin{aligned}\tau_{\perp M_O} &= \frac{M_{OS}}{W_{OS}} = \frac{F_P \cdot l_{22}}{\frac{\pi}{32} \cdot (d_S^4 - d_{CP}^4)} \\ \tau_{\perp M_O} &= \frac{490,35 \cdot 0,018}{\frac{\pi}{32} \cdot (0,034^4 - 0,028^4)} \\ \tau_{\perp M_O} &= 241677 Pa\end{aligned}\quad [5.79]$$

,kde M_{OS} je ohybový moment svaru $[N \cdot m]$
 F_P je síla potřebná k překlopení trubek podavačem $[N]$
 d_S je průměr svaru $[m]$
 d_{CP} je průměr čepu podavače $[m]$
 l_{26} je vzdálenost síly F_P od svaru $[m]$

5.6.8.3 Kontrola svaru

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{DS}$$

$$\sqrt{\tau_{\perp}^2 + \tau_{\perp Mo}^2} \leq \frac{Re}{k} \cdot \beta \cdot k_4 \Rightarrow \sqrt{\tau_{\perp}^2 + \tau_{\perp Mo}^2} \leq \frac{Re}{k} \cdot \left(1,3 - 0,03 \cdot \frac{a}{0,7}\right) \cdot k_4$$

$$\sqrt{1678315^2 + 241677^2} \leq \frac{373000000}{1,5} \cdot \left(1,3 - 0,03 \cdot \frac{0,003}{0,7}\right) \cdot 0,65 \quad [5.80]$$

$$1695626 \leq 210102551,9$$

VYHOVUJE

,kde τ_{\perp} je napětí ve směru kolmém ve svaru od síly $[Pa]$

$\tau_{\perp Mo}$ je napětí ve směru kolmém ve svaru od ohybového momentu $[Pa]$

Re je mez kluzu v tahu pro daný materiál čepu $[Pa]$

k je bezpečnost $[1]$

β je součinitel velikosti svaru $[1]$

a_s je velikost svaru $[m]$

k_4 je převodní součinitel $[1]$

6 ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo představit projekčně - konstrukční návrh příčného řetězového zásobníku sloužícího k dopravě trubek ze zásobníku k dělicímu zařízení. Lze navrhované zařízení brát jako zařízení, skládající se ze tří samostatných zařízení, kterými jsou zásobník, dopravník a podavač. Tomuto rozdělení také odpovídá členění práce. V první části jsem řešil zásobník. Princip zásobníku vychází z principu zásobníku od firmy ExactCut s.r.o. Byla zde navržena délka zvedacích pásů použitých v zásobníku s ohledem na konstrukci zásobníku a s ohledem na zatížení zásobníku. Následoval návrh a výpočet navíjecích bubnů a návrh pohonu zásobníku, který se skládá z elektropřevodovky a řetězového převodu.

V druhé části projekčně - konstrukčního návrhu jsem se zabýval návrhem dopravníku, sloužícího k dopravě trubek od zásobníku k podavači. Tento dopravník byl řešen jako řetězový s válečkovým řetězem. Bohužel zde jsem trochu improvizoval a to z toho důvodu, že výpočet řetězového dopravníku s válečkovým řetězem neexistuje. Má improvizace spočívala při výpočtu vycházet z návrhu řetězového převodu.

Poslední třetí část projekčně – konstrukčního návrhu obsahuje výpočet a návrh podavače. Musím říci, že nejtěžší bylo přijít na tvar podavače, tak aby splňoval požadovanou podmínku. Samotný výpočet podavač pak vychází ze znalosti části a mechanismy strojů a hydrauliky.

Tímto způsobem bylo řešeno zadání mé diplomové práce. V několika případech výpočtů jsem se musel obracet na firmy, a to tam, kde bylo třeba použít zkušenosti z praxe. Pro mě samotného tato práce měla ten význam, že jsem se seznámil s mnoha pro mě novými věcmi, které mi studium nedá, ale dá mi je praxe. Zároveň mě vypracování této práce bavilo a to z toho důvodu, že jsem se pohyboval v realitě, reálných číslech a tudíž si dovolím tvrdit, že navrhované zařízení je možno podle mých výpočtů a návrhů sestavit.

7 PODĚKOVÁNÍ

Závěrem bych rád poděkoval svému vedoucímu práce panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za jeho příkladné vedení, trpělivost, nápady, názory a rady. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Jiřímu Rubešovi z firmy Haberkorn Ulmer s.r.o. za rady v oblasti řetězových dopravníků, paní Ing. Šárce Hurníkové, Ph.D. a panu doc. Ing. Zdeněkovi Foltovi, Ph.D. za jejich rady v oblasti konstrukčních uzlů.

Mé poděkování patří také mým rodičům Kateřině Janásové a Pavlu Janásovi za materiální a finanční podporu po celou dobu mého studia.

8 ZDROJE

[1] *Řetězy* [online]. [cit. 2011-2-10].

URL:<<http://www.haberkorn.cz/retezy/>>

[2] *Dopravníky* [online]. [cit. 2011-5-11].

URL:< <http://www.haberkorn.cz/dopravnikove-systemy/>>

[3] *Vodící profil* [online]. [cit. 2011-3-5].

URL:<http://www.retezyolomouc.cz/CZ/VODICI_PROFILY/PDF/10_Vodici_profily_cts_en.pdf>

[4] *Řetězové kolo* [online]. [cit. 2011-2-26].

URL:< http://www.retezyolomouc.cz/CZ/RETEZ_KOLA/Kola-10B.htm>

[5] *Řetězové kola* [online]. [cit. 2011-2-27].

URL: <http://www.retezyolomouc.cz/CZ/RETEZ_KOLA/Kolo_napinaci.htm>

[6] *Pohon* [online]. [cit. 2011-2-17].

URL:< http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id=51>

[7] *Hydro-motor* [online]. [cit. 2011-3-20].

URL:< <http://www.hydraulics.cz/cz/vyroba/vyroba-katalogovych-hydromotoru/eh>>

[8] *Vstupní část* [online]. [cit. 2011-4-11].

URL:< <http://www.exactcut.cz/>>

[9] *Dopravovaný materiál* [online]. [cit. 2010-10-17].

URL:< <http://www.italinox.cz/?p1=trubky&p2=p4&p3=p2>>

[10] *Dopravníky* [online]. [cit. 2011-5-12].

URL:< <http://www.dasfm.cz/katalog/?kategorie=2>>

9 LITERATURA

[11] JANÁS.P.: *Pohony a převod*, Sešit, Ostravice, 2010

[12] JANÁS.P.: *Části a mechanismy strojů I,II*. Sešit, Ostravice, 2008

[13] LEINVEBER.J., VÁVRA.P.: *Strojnické tabulky*, 1. vyd. Úvaly, ALBRA, 2003, 864 s.
ISBN 80-86490-74-2.

[14] KALÁB.K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části pohonů strojů*. 1. vyd.
Skripta VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008, 130 s. ISBN 978-80-247-1860-3

[15] POLÁK J., PAVLISKA J., SLÍVA A.: *Dopravní a manipulační zařízení I*.
Skripta VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2001, 104 s.

[16] VÁVRA.P. a kol.: *Strojnické tabulky*, 1. vyd. Praha, SNTL, 1983, 672 s.

10 PŘÍLOHY

Seznam příloh:

Příloha A – katalogový list dopravovaného materiálu

Příloha B – korespondence s firmou ITALINOX s.r.o.

Příloha C – katalogový list zvoleného zvedacího pásu

Příloha D – délka zvedacího pásu s ohledem na konstrukci zásobníku

Příloha E – katalogový list zvoleného převodového válečkového řetězu

Příloha F – katalogový list zvoleného hnacího řetězového kola

Příloha G – katalogový list zvoleného hnaného řetězového kola

Příloha H - korespondence s firmou HABERKORN ULMER s.r.o

Příloha I – katalogový list zvoleného dopravního válečkového řetězu

Příloha J – katalogový list zvoleného hnacího řetězového kola dopravníku

Příloha K – katalogový list zvoleného hnaného a napínacího řetězového kola dopravníku

Příloha L – korespondence s firmou ŘETĚZY Olomouc, spol. s r.o.

Příloha M – korespondence s firmou MURFELD plasty s.r.o

Příloha N – katalogový list zvoleného Hydro-motoru

Příloha O – hmotnost segmentu

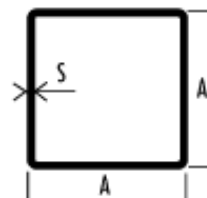
Příloha P - varianty řešení podavače

Příloha A – katalogový list dopravovaného materiálu

TRUBKY ČTVERCOVÉ, PODÉLNĚ SVAŘOVANÉ METODOU RYCHLÉ FREKVENCE, KARTÁČOVANÉ, BROUŠENÉ DIN 2395 (EN 10296-2)

DODÁVANÉ JAKOSTI: AISI 304, 304L, 316, 316L, 309

TATO TABULKA JE ZPRACOVÁNA POUZE PRO JAKOST AISI 304



POVRCH	SÍLA S mm											
	1		1,2		1,5		2		2,5		3	
ROZMER A x A mm	KARTÁČOVANÝ	BROUŠENÝ	KARTÁČOVANÝ	BROUŠENÝ	KARTÁČOVANÝ	BROUŠENÝ	KARTÁČOVANÝ	BROUŠENÝ	KARTÁČOVANÝ	BROUŠENÝ	KARTÁČOVANÝ	BROUŠENÝ
	HMOTNOST kg/m											
10 x 10	0,298	0,350										
12 x 12	0,358											
15 x 15	0,453	0,538	0,461									
16 x 16	0,485	0,576	0,709									
20 x 20	0,613	0,729	0,901	1,176								
22 x 22	0,677	0,806	0,996	1,303								
25 x 25	0,772	0,921	1,140	1,495	1,837	2,117						
30 x 30	0,932	1,112	1,379	1,814	2,236	2,645						
35 x 35	1,091	1,304	1,618	2,133	2,635	3,124						
40 x 40	1,251	1,495	1,858	2,452	3,033	3,602	4,703					
45 x 45	1,410	1,686	2,097	2,771	3,432	4,081						
50 x 50		1,878	2,336	3,090	3,831	4,559	5,979	7,349				
60 x 60			2,814	3,728	4,628	5,516	7,255	8,943				
70 x 70			3,293	4,366	5,426	6,473	8,531	10,538				
80 x 80			3,771	5,004	6,223	7,430	9,807	12,133	14,410			
100 x 100			4,728	6,279	7,818	9,344	12,159	15,323	18,237			
120 x 120				7,555	9,413	11,258	14,910	18,513	22,065			
140 x 140				8,831	11,008	13,172	17,462	21,703	25,893			
150 x 150				9,469	11,805	14,129	18,738	23,298	27,807			
200 x 200				12,659	15,793	18,913	25,118	31,272	37,376			

Příloha B – korespondence s firmou ITALINOX s.r.o.

----- Původní zpráva -----

Od: ing. Vítězslav Vontor <vontor@italinox.cz>

Komu: 'Pavel Janás' <PJanas@seznam.cz>,

Kopie:

Předmět: RE: Dotaz

Datum: 25.10.2010 12:20:23

Dobrý den,

#

dodáváme trubky a jekly ve výrobních délkách což je 6 m.

#

Nijak nedělíme, pouze na přepravní délky, ale vždy si zákazník musí odebrat

minimálně 6m a my nadělíme, jak potřebuje.

Je toho minimum.

#

S pozdravem.

#

Ing. Vítězslav Vontor

----- Původní zpráva -----
Od: Linda Lettovská <lettovska@italinox.cz>
Komu: <PJanas@seznam.cz>,
Kopie:
Předmět: FW: Dotaz
Datum: 01.11.2010 09:10:17

Dobrý den,
jekly dodáváme pouze v 6 m délkách.
Počet metrů v balíku závisí od rozměru.
Může být 500m, 250m / větší jekly /,
ale i 1200 - 1600 m / menší jekly /.
S pozdravem

Lettovská Linda

Příloha C – katalogový list zvoleného zvedacího pásu



- Široká ložná plocha pásu
- Pro manipulace bez šikmého tahu a nezátížené hrany pásu.

Zvedací pásy jsou především lehké a snadno použitelné.

Jednoduché zavešení do háku jerábu.

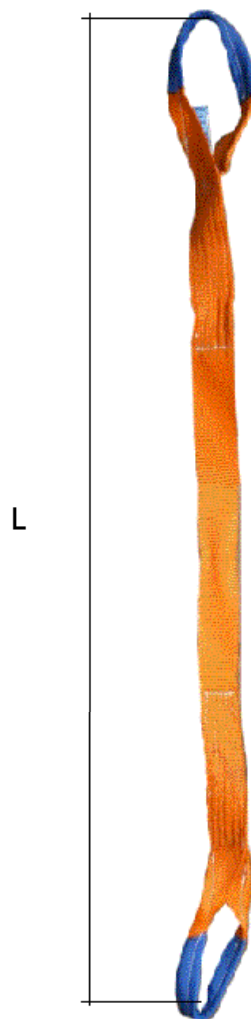
Zesílení koncových ok je odolné proti vlhkosti a otěru.



1 vrstva pásu

ZVEDACÍ PÁSY JEDNOVRSTVÉ

z polyesteru (PES) CSN EN 1492-1

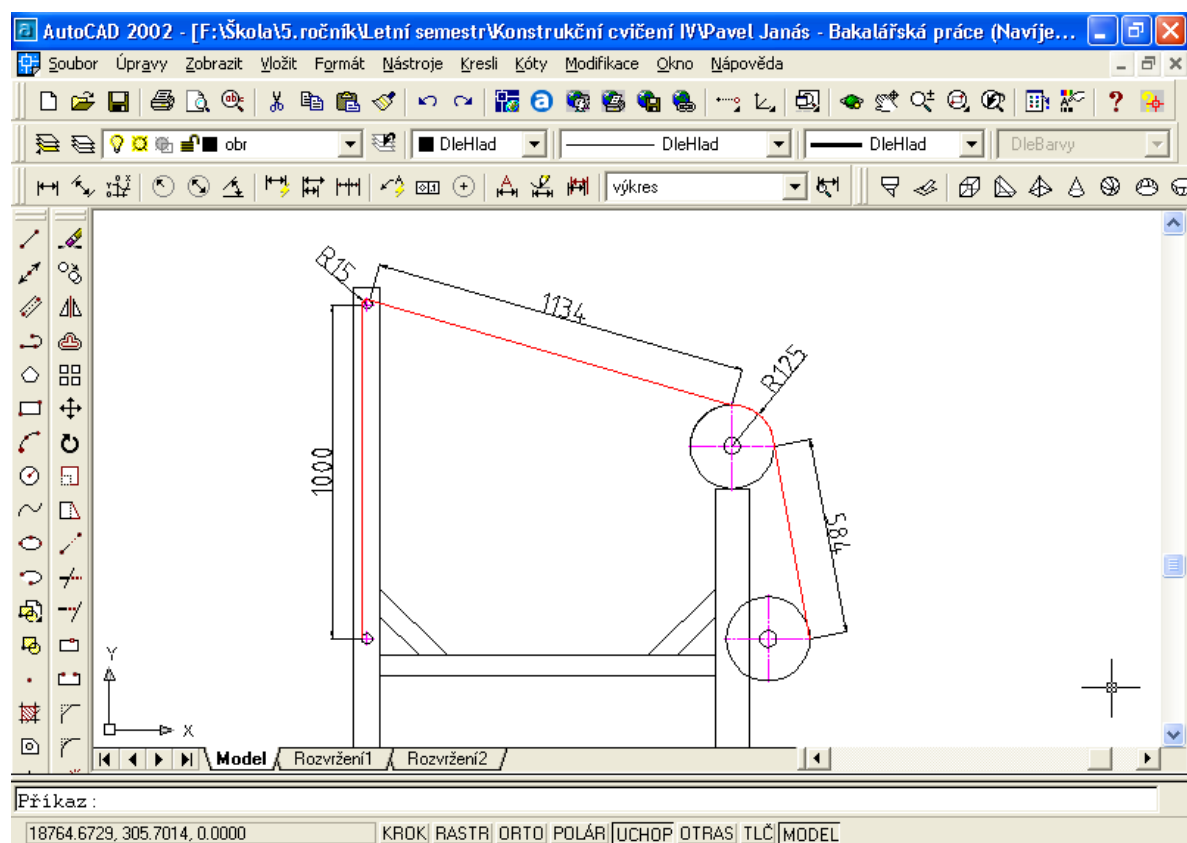
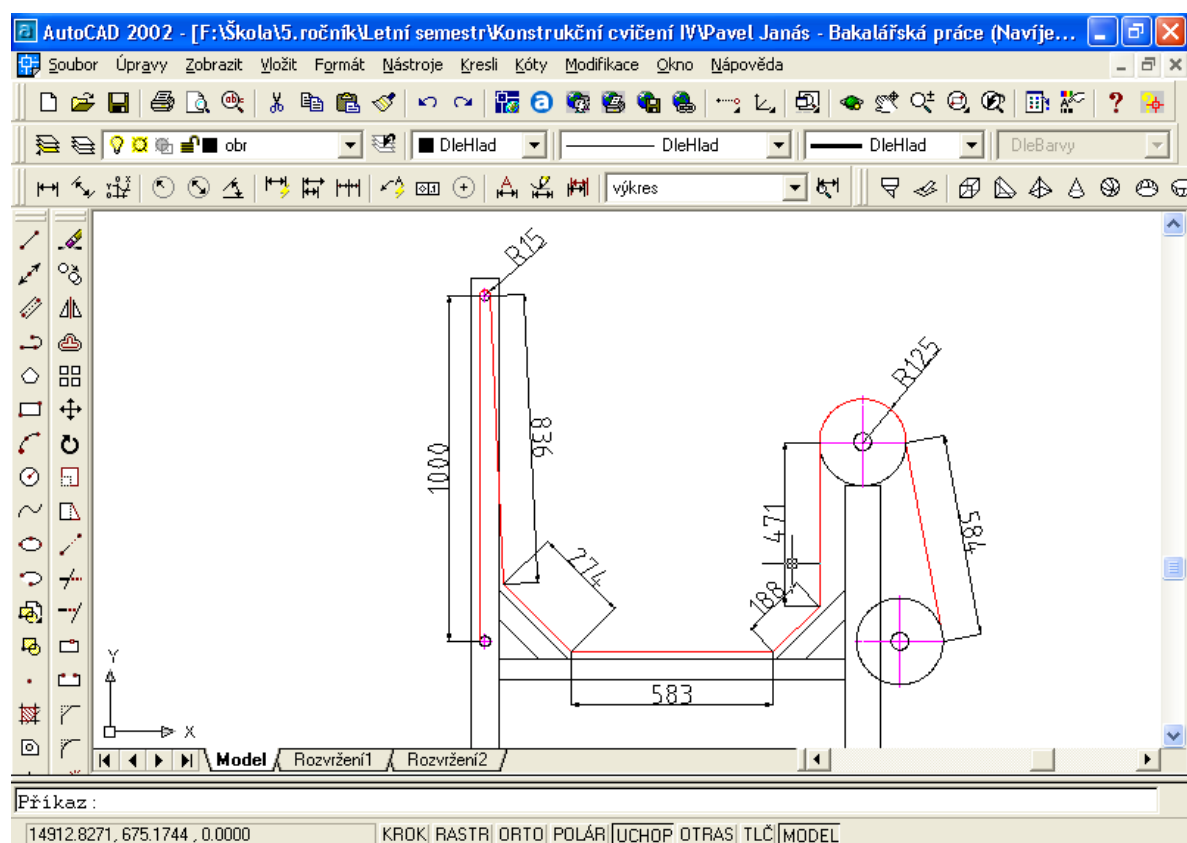


Označení	Nosnost		Šířka [mm]	Tloušťka [mm]	Délka oka [mm]	Šířka oka [mm]	Min.délka pásu L [mm]
	přímá	U					
1S - 30	500	1000	30	3.5	200	15	850
1S - 60	1000	2000	60	3.5	300	30	1300
1S - 90	1500	3000	90	3.5	350	30	1500
1S - 120	2000	4000	120	3.5	425	40	1750
1S - 150	2500	5000	150	3.5	550	50	1750
1S - 180	3000	6000	180	3.5	550	60	2100

Příklad objednání: 1 ks zvedací pás jednovrstvý, nosnost 1.5 t, délka L = 6 m

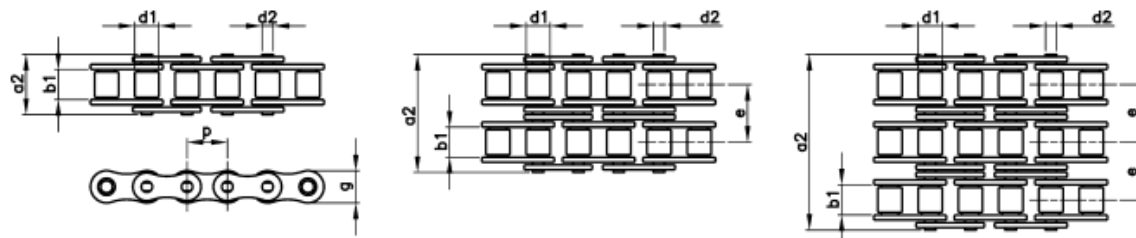
1 ks zvedací pás 1S - 90, L = 6 m

Příloha D – délka zvedacího pásu s ohledem na konstrukci zásobníku



Příloha E – katalogový list zvoleného převodového válečkového řetězu

Válečkové řetězy			Materiál
Evropská konstrukce		DIN 8187/ISO R606-1984	Zušlechtnutá ocel



Jednořadé										
Obj. číslo	ISO značení	Obchodní značení Rozteč x vnitřní šířka	Rozteč p	Vnitřní šířka b1	Ø válečku d1	Ø čepu d2	g max.	a2 max.	Min. pevnost dle výrobce F _s [kN]	kg/m
I 00112	04 B-1	6 x 2.8 mm	6	2.80	4.00	1.85	5.0	7.4	3.0	0.12
I 00113	05 B-1	8 x 3 mm	8	3.00	5.00	2.31	7.2	8.6	4.6	0.18
I 00046	06 B-1**	3/8" x 7/32"	9.525	5.72	6.35	3.28	8.4	13.5	9.1	0.41
I 00370	081-1*	1/2" x 1/8" VELO	12.7	3.30	7.75	3.63	9.9	9.2	8.2	0.28
I 00371	082-1	1/2" x 3/32" Favorit	12.7	2.38	7.75	3.66	9.9	8.1	9.8	0.28
I 00114	08 B-1*	1/2" x 5/16"	12.7	7.75	8.51	4.45	12	17.0	18.2	0.70
I 00372	101-1	5/8" x 1/4" Favorit	15.875	6.48	10.16	5.08	14.5	15.6	23.31	0.70
I 00115	10 B-1*	5/8" x 3/8"	15.875	9.65	10.16	5.08	14.8	19.6	22.7	0.95
I 00116	12 B-1*	3/4" x 7/16"	19.05	11.68	12.07	5.72	16.4	22.7	29.5	1.25
I 00117	16 B-1	1" x 17.02 mm	25.4	17.02	15.88	8.28	21.0	36.1	58.0	2.70
I 00118	20 B-1	1 1/4" x 3/4"	31.75	19.56	19.05	10.19	26.4	43.2	95.0	3.60
I 00119	24 B-1	1 1/2" x 1"	38.1	25.40	25.40	14.63	33.4	53.4	170.0	6.70
I 00120	28 B-1	1 3/4" x 30.99 mm	44.45	30.99	27.94	15.90	37.0	65.1	200.0	8.30
I 00121	32 B-1	2" x 30.99 mm	50.8	30.99	29.21	17.81	42.2	67.4	260.0	10.50
I 00122	40 B-1	2 1/2" x 1 1/2"	63.5	38.10	39.37	22.89	60	82.6	355.0	16.99
I 00123	48 B-1	3" x 45.72 mm	76.2	45.72	48.26	29.84	70	102	600	23.90

Dvouřadé										
I 00124	05 B-2	8 x 3 mm	8	3.00	5.00	2.31	7.2	14.3	7.8	0.34
I 00051	06 B-2*	3/8" x 7/32"	9.525	5.72	6.35	3.28	8.4	23.8	17.3	0.78
I 00125	08 B-2	1/2" x 5/16"	12.7	7.75	8.51	4.45	12	31.0	31.8	1.35
I 00126	10 B-2	5/8" x 3/8"	15.875	9.65	10.16	5.08	14.8	36.2	45.4	1.85
I 00127	12 B-2	3/4" x 7/16"	19.05	11.68	12.07	5.72	16.4	42.2	59.0	2.50
I 00128	16 B-2	1" x 17.02 mm	25.4	17.02	15.88	8.28	21.0	68.0	110.0	5.40
I 00129	20 B-2	1 1/4" x 3/4"	31.75	19.56	19.05	10.19	26.4	79.7	180.0	7.20
I 00130	24 B-2	1 1/2" x 1"	38.1	25.40	25.40	14.63	33.40	101.8	324.0	13.50
I 00131	28 B-2	1 3/4" x 30.99 mm	44.45	30.99	27.94	15.90	37.0	124.7	381.0	16.60
I 00132	32 B-2	2" x 30.99 mm	50.8	30.99	29.21	17.81	42.2	126.0	495.0	21.00
I 00133	40 B-2	2 1/2" x 1 1/2"	63.5	38.10	39.37	22.89	60.0	154.0	630.0	33.61
I 00134	48 B-2	3" x 45.72 mm	76.2	45.72	48.26	29.84	70.0	194.0	1140	51.51

Třířadé										
I 00056	06 B-3*	3/8" x 7/32"	9.525	5.72	6.35	3.28	8.4	34.0	25.4	1.20
I 00135	08 B-3	1/2" x 5/16"	12.7	7.75	8.51	4.45	12.0	44.9	45.4	2.00
I 00136	10 B-3	5/8" x 3/8"	15.875	9.65	10.16	5.08	14.8	52.8	68.1	2.80
I 00137	12 B-3	3/4" x 7/16"	19.05	11.68	12.07	5.72	16.4	61.7	88.5	3.80
I 00138	16 B-3	1" x 17.02 mm	25.4	17.02	15.88	8.28	21.0	99.0	165.0	8.00
I 00139	20 B-3	1 1/4" x 3/4"	31.75	19.56	19.05	10.19	26.4	116.1	270.0	11.00
I 00140	24 B-3	1 1/2" x 1"	38.1	25.40	25.40	14.63	33.4	139.2	435.0	21.00
I 00141	28 B-3	1 3/4" x 30.99 mm	44.45	30.99	27.94	15.90	37.0	184.3	571.0	25.00
I 00142	32 B-3	2" x 30.99 mm	50.8	30.99	29.21	17.81	42.2	184.5	743.0	32.00
I 00143	40 B-3	2 1/2" x 1 1/2"	63.5	38.10	39.37	22.89	60.0	227.0	1100.0	50.10
I 00144	48 B-3	3" x 45.72 mm	76.2	45.72	48.26	29.84	70.0	287.0	1700.0	77.00

Rozměry uvedeny v mm.

Poznámka:

* Řetězy dodáváme i v 50-ti metrových rolích.

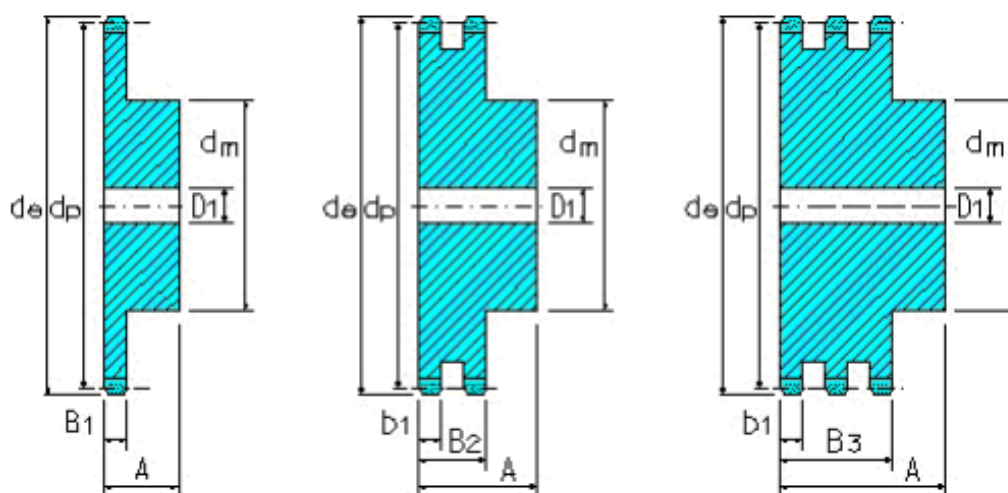
** Rovný tvar destiček.

Možno dodat i v poniklovaném provedení.

Příloha F – katalogový list zvoleného hnacího řetězového kola**Řetězové kolo s nábojem 1"1/4 x 3/4"**

pro válečkové řetězy dle DIN 8187

ISO /R 606, ČSN 02 3311



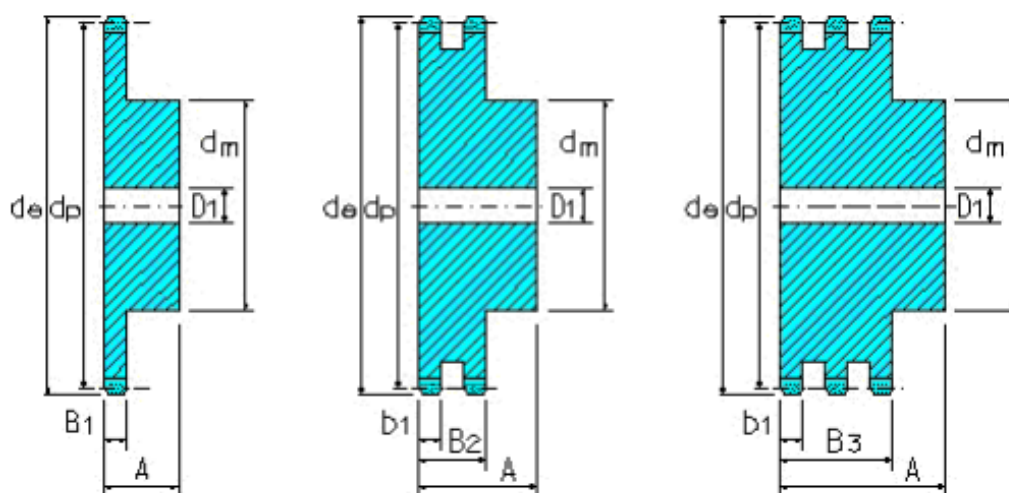
Z	de	dp	SIMPLEX			DUPLEX			TRIPLEX		
			dm	D1	A	dm	D1	A	dm	D1	A
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
8	98.1	82.96	53	20	40	53	20	75	53	20	110
9	108.0	92.84	63	20	40	63	20	75	63	20	110
10	117.9	102.74	70	20	40	70	20	75	70	20	110
11	127.8	112.68	77	20	45	80	20	80	80	20	115
12	137.8	122.68	88	20	45	90	20	80	90	20	115
13	147.8	132.65	98	20	45	100	20	80	100	20	115
14	157.8	142.68	108	20	45	110	20	80	110	20	115
15	167.9	152.72	118	20	45	120	20	80	120	20	115
16	177.9	162.75	120	25	50	120	25	80	120	25	115
17	187.9	172.78	120	25	50	120	25	80	120	25	115
18	198.0	182.85	120	25	50	*120	25	80	*120	25	115
19	208.1	192.91	120	25	50	*120	25	80	*120	25	115
20	218.1	202.98	120	25	50	*120	25	80	*120	25	115
21	228.2	213.04	140	25	55	*140	25	80	*140	25	115
22	238.3	223.11	140	25	55	*140	25	80	*140	25	115
23	248.3	233.17	140	25	55	*140	25	80	*140	25	115
24	258.4	243.23	140	25	55	*140	25	80	*140	25	115
25	268.5	253.33	140	25	55	*140	25	80	*140	25	115
26	278.6	263.40	*150	25	55	*150	25	80	*150	25	115
27	288.6	273.49	*150	25	55	*150	25	80	*150	25	115
28	298.7	283.56	*150	25	55	*150	25	80	*150	25	115

Příloha G – katalogový list zvoleného hnaného řetězového kola

Řetězové kolo s nábojem 1"1/4 x 3/4"

pro válečkové řetězy dle DIN 8187

ISO /R 606, ČSN 02 3311



Z	de	dp	SIMPLEX			DUPLEX			TRIPLEX		
			dm	D1	A	dm	D1	A	dm	D1	A
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
8	98.1	82.96	53	20	40	53	20	75	53	20	110
9	108.0	92.84	63	20	40	63	20	75	63	20	110
10	117.9	102.74	70	20	40	70	20	75	70	20	110
11	127.8	112.68	77	20	45	80	20	80	80	20	115
12	137.8	122.68	88	20	45	90	20	80	90	20	115
13	147.8	132.65	98	20	45	100	20	80	100	20	115
14	157.8	142.68	108	20	45	110	20	80	110	20	115
15	167.9	152.72	118	20	45	120	20	80	120	20	115
16	177.9	162.75	120	25	50	120	25	80	120	25	115
17	187.9	172.78	120	25	50	120	25	80	120	25	115
18	198.0	182.85	120	25	50	*120	25	80	*120	25	115
19	208.1	192.91	120	25	50	*120	25	80	*120	25	115
20	218.1	202.98	120	25	50	*120	25	80	*120	25	115
21	228.2	213.04	140	25	55	*140	25	80	*140	25	115
22	238.3	223.11	140	25	55	*140	25	80	*140	25	115
23	248.3	233.17	140	25	55	*140	25	80	*140	25	115
24	258.4	243.23	140	25	55	*140	25	80	*140	25	115
25	268.5	253.33	140	25	55	*140	25	80	*140	25	115
26	278.6	263.40	*150	25	55	*150	25	80	*150	25	115
27	288.6	273.45	150	25	55	*150	25	80	*150	25	115
28	298.7	283.56	*150	25	55	*150	25	80	*150	25	115

Příloha H - korespondence s firmou HABERKORN ULMER s.r.o

> ----- Původní zpráva -----

> Od: "Ing. Jiří RUBEŠ - Haberkorn Ulmer s.r.o." <jiri.rubes@haberkorn.cz>

> Předmět: řetězové dopravníky

> Datum: 03.11.2010 14:24:27

> -----

>

> Dobrý den pane Janási,

>

> naše firma vyrábí jak řetězové dopravníky, tak také prodáváme jen řetězy
> jako polotovary.

> V oddělení, které pouze prodává řetězy, mají kolegové výpočtové
> programy, které např. stanoví, zda přenášený výkon od elektropohonu v
> závislosti na převodovém poměru přenesení řetěz. Naš firma zastupuje
> několik většinou zahraničních výrobců řetězů, nejlépe, když se podíváte
> na naše webové stránky www.haberkorn.cz.

> U řetězových dopravníků používáme ve většině případů kladičkové řetězy
> od firmy IWIS. Osová rozteč kladek je 12,7mm V katalogu je uvedena
> nosnost na 1 kladku a nosnost na jeden běžný metr délky řetězu. Kladky
> jsou buď plastové nebo ocelové.

> U dopravníků počítáme a navrhujeme i pohony (obvykle šneková převodovka
> s elektromotorem) nebo i jiný typ převodovky. Při navrhování pohonu
> berem v úvahu maximální nosnost dopravníku, kterou požaduje zákazník,
> dále vlastní hmotnost řetězu a součinitel tření mezi řetězem a zpravidla
> plastovým kluzným vedením, ve kterém se řetěz pohybuje.

> Vlastní kontrolu řetězu provádíme jen výjimečně (když se jedná o
> extrémně vysokou zátěž). Počítáme tažnou sílu v jedné větvi řetězu.
> Vypočtená tažná síla bývá obvykle 5 až 7 x nižší (koeficient bezpečnosti
> 5 až 7) než je maximální tažná síla, která je stanovena výrobcem pro
> konkrétní půlpalcový řetěz.

>

> Ing. Jiří RUBEŠ

> ----- Původní zpráva -----

> Od: "Ing. Jiří RUBEŠ - Haberkorn Ulmer s.r.o." <jiri.rubes@haberkorn.cz>

> Předmět: Re: řetězové dopravníky

> Datum: 04.11.2010 07:22:38

> -----

> Dobrý den pane Janási,

>

> součinitel tření se pohybuje dle druhu řetězu, plastu popř. mazání cca

> 0,2 až 0,4. V našich výpočtech uvažujeme standardně s výkonovou

> rezervou, kdy součinitel tření je 0,5.

>

> S přátelským pozdravem

>

> Ing. Jiří RUBEŠ

> ----- Původní zpráva -----

> Od: "Ing. Jiří RUBEŠ - Haberkorn Ulmer s.r.o." <jiri.rubes@haberkorn.cz>

> Předmět: Re: řetězové dopravníky

> Datum: 11.11.2010 09:20:40

> -----

> Dobrý den pane Janási,

>

> hodnoty pro válečkový a kladičkový řetěz můžete považovat za stejné.

> Počet zubů volíme podle velikosti a zatížení na dopravníku. Najdřív se

> stanoví velikost ocelové nebo u nás hliníkové konstrukce dopravníku,

> která zajistí požadovanou tuhost. Horní větev řetězu pak klouže po

> plastovém kluzném vedení, které je upevněno na základní konstrukci.

> Stanoví se výška od osy řetězového kola po vrchní stranu plastového

> kluzného vedení a podle zjištěného poloměru (průměru) se zvolí příslušná

> velikost řetězového kola.

> Výkon a Mk pro Vámi zadané parametry vyhoví ale dle mého výpočtu jen s

> minimální rezervou. U pohonu se stanovuje tzv. provozní faktor, který

> zohledňuje např. počet směn, počet sepnutí pohonu za 1 hodinu, nebo take

> přítomnost elektromagnetické brzdy na pohonou, popř. vnější provozní

> podmínky. Z toho hlediska bych volil pohon spíš $P=550W$ s o něco větším Mk.

> Pokud uvažujete provozovat motor přes frekvenční měnič, pak musíte vzít

> do úvahy, že od frekvence cca 60 až 65 Hz a výš klesá nelineárně Mk.

> To znamená, že při frekvenci např. 75 Hz, by už Mk mohl být tak nízký,

> že dopravník nepojede. Pak je třeba nadimenzovat pohon ještě víc, např.

> $P=750W$, popř. pokud máte např. šnekovou převodovku, pak raději zvolit

> převodovku čelní nebo kuželočelní, které mají podstatně vyšší účinnost

> než šnekové převodovky a pak se nemusí jít do vysokých výkonů motoru.

>

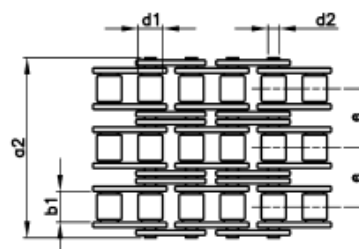
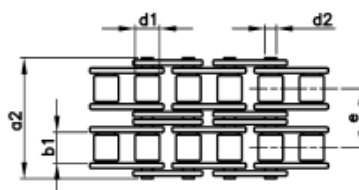
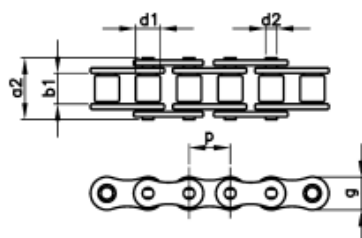
> S přátelským pozdravem

>

> Ing. Jiří RUBEŠ

Příloha I – katalogový list zvoleného dopravního válečkového řetězu

Válečkové řetězy			Materiál
Evropská konstrukce DIN 8187/ISO R606-1984			Zušlechtěná ocel



Jednořadé

Obj. číslo	ISO značení	Obchodní značení Rozteč x vnitřní šířka	Rozteč p	Vnitřní šířka b1	Ø válečku d1	Ø čepu d2	g max.	a2 max.	Min. pevnost dle výrobce F _B [kN]	kg/m
I 00112	04 B-1	6 x 2.8 mm	6	2.80	4.00	1.85	5.0	7.4	3.0	0.12
I 00113	05 B-1	8 x 3 mm	8	3.00	5.00	2.31	7.2	8.6	4.6	0.18
I 00046	06 B-1**	3/8" x 7/32"	9.525	5.72	6.35	3.28	8.4	13.5	9.1	0.41
I 00370	081-1*	1/2" x 1/8" VELO	12.7	3.30	7.75	3.63	9.9	9.2	8.2	0.28
I 00371	082-1	1/2" x 3/32" Favorit	12.7	2.38	7.75	3.66	9.9	8.1	9.8	0.28
I 00114	08 B-1*	1/2" x 5/16"	12.7	7.75	8.51	4.45	12	17.0	18.2	0.70
I 00372	101-1	5/8" x 1/4" Favorit	15.875	6.48	10.16	5.08	14.5	15.6	23.31	0.70
I 00115	10 B-1*	5/8" x 3/8"	15.875	9.65	10.16	5.08	14.8	19.6	22.7	0.95
I 00116	12 B-1*	3/4" x 7/16"	19.05	11.68	12.07	5.72	16.4	22.7	29.5	1.25
I 00117	16 B-1	1" x 17.02 mm	25.4	17.02	15.88	8.28	21.0	36.1	58.0	2.70
I 00118	20 B-1	1 1/4" x 3/4"	31.75	19.56	19.05	10.19	26.4	43.2	95.0	3.60
I 00119	24 B-1	1 1/2" x 1"	38.1	25.40	25.40	14.63	33.4	53.4	170.0	6.70
I 00120	28 B-1	1 3/4" x 30.99 mm	44.45	30.99	27.94	15.90	37.0	65.1	200.0	8.30
I 00121	32 B-1	2" x 30.99 mm	50.8	30.99	29.21	17.81	42.2	67.4	260.0	10.50
I 00122	40 B-1	2 1/2" x 1 1/2"	63.5	38.10	39.37	22.89	60	82.6	355.0	16.99
I 00123	48 B-1	3" x 45.72 mm	76.2	45.72	48.26	29.84	70	102	600	23.90

Dvouřadé

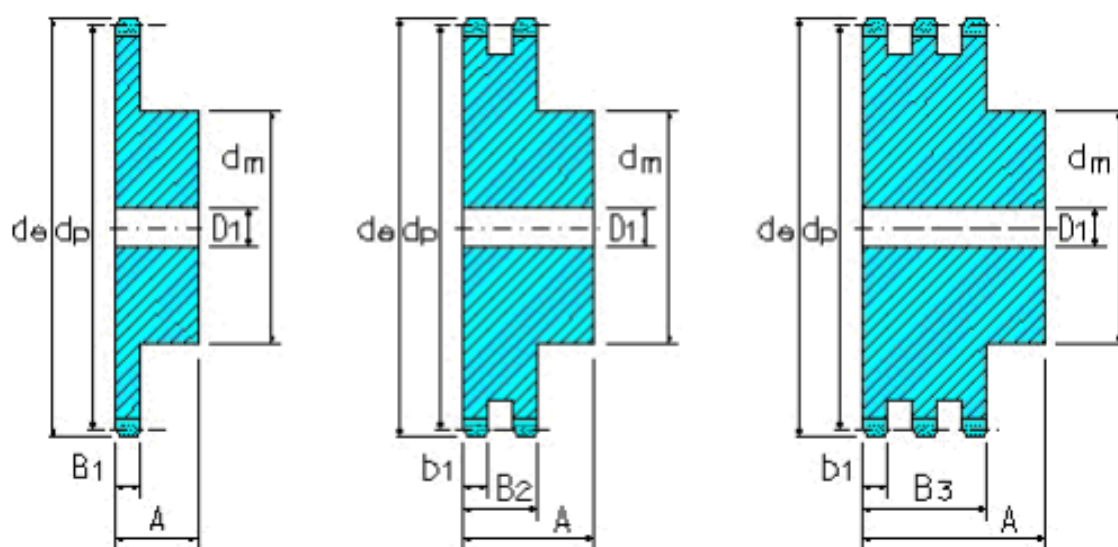
I 00124	05 B-2	8 x 3 mm	8	3.00	5.00	2.31	7.2	14.3	7.8	0.34
I 00051	06 B-2*	3/8" x 7/32"	9.525	5.72	6.35	3.28	8.4	23.8	17.3	0.78
I 00125	08 B-2	1/2" x 5/16"	12.7	7.75	8.51	4.45	12	31.0	31.8	1.35
I 00126	10 B-2	5/8" x 3/8"	15.875	9.65	10.16	5.08	14.8	36.2	45.4	1.85
I 00127	12 B-2	3/4" x 7/16"	19.05	11.68	12.07	5.72	16.4	42.2	58.2	2.50
I 00128	16 B-2	1" x 17.02 mm	25.4	17.02	15.88	8.28	21.0	68.0	110.0	5.40
I 00129	20 B-2	1 1/4" x 3/4"	31.75	19.56	19.05	10.19	26.4	79.7	180.0	7.20
I 00130	24 B-2	1 1/2" x 1"	38.1	25.40	25.40	14.63	33.40	101.8	324.0	13.50
I 00131	28 B-2	1 3/4" x 30.99 mm	44.45	30.99	27.94	15.90	37.0	124.7	381.0	16.60
I 00132	32 B-2	2" x 30.99 mm	50.8	30.99	29.21	17.81	42.2	126.0	495.0	21.00
I 00133	40 B-2	2 1/2" x 1 1/2"	63.5	38.10	39.37	22.89	60.0	154.0	630.0	33.61
I 00134	48 B-2	3" x 45.72 mm	76.2	45.72	48.26	29.84	70.0	194.0	1140	51.51

Příloha J – katalogový list zvoleného hnacího řetězového kola dopravníku

Řetězové kolo s nábojem 5/8" x 3/8"

pro válečkové řetězy dle DIN 8187

ISO /R 606, ČSN 02 3311

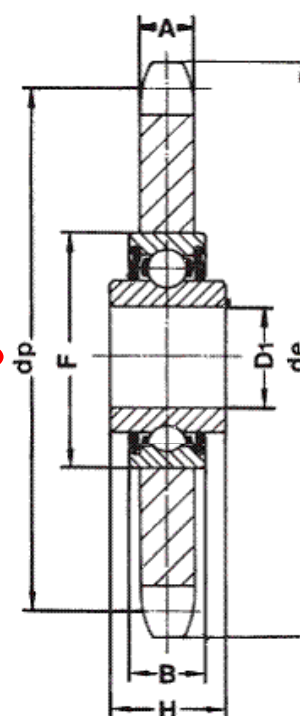


Z	de	dp	SIMPLEX			DUPLEX			TRIPLEX		
			dm	D1	A	dm	D1	A	dm	D1	A
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
8	47.0	41.48	25	10	25	25	12	40	25	12	55
9	52.6	46.42	30	10	25	30	12	40	30	12	55
10	57.5	51.37	35	10	25	35	12	40	35	16	55
11	63.0	56.34	37	12	30	39	14	40	39	16	55
12	68.0	61.34	42	12	30	44	14	40	44	16	55
13	73.0	66.32	47	12	30	49	14	40	49	16	55
14	78.0	71.34	52	12	30	54	14	40	54	16	55
15	83.0	76.36	57	12	30	59	14	40	59	16	55
16	88.0	81.37	60	12	30	64	16	45	64	16	60
17	93.0	86.39	60	12	30	69	16	45	69	16	60
18	98.3	91.42	70	14	30	74	16	45	74	16	60
19	103.3	96.45	70	14	30	79	16	45	79	16	60
20	108.4	101.49	75	14	30	84	16	45	84	16	60
21	113.4	106.52	75	16	30	85	16	45	85	20	60
22	118.0	111.55	80	16	30	90	16	45	90	20	60
23	123.4	116.58	80	16	30	95	16	45	95	20	60
24	128.3	121.62	80	16	30	100	16	45	100	20	60
25	134.0	126.66	80	16	30	105	16	45	105	20	60

Příloha K – katalogový list zvoleného hnaného a napínacího řetězového kola dopravníku

ŘETĚZOVÉ KOLO NAPÍNACÍ S LOŽISKEM

Počet zubů	Rozteč	de	dp	A	D1	F	B	H
23	8 x 3	62.15	58.75	2.8	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
21	3/8" x 7/32"	68.00	63.90	5.3	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
22	3/8" x 7/32"	71.00	66.93	5.3	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
18	1/2" x 1/8"	78.90	73.14	3.0	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
15	1/2" x 3/16"	66.80	61.09	4.5	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
16	1/2" x 3/16"	70.90	65.10	4.5	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
18	1/2" x 3/16"	78.90	73.13	4.5	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
14	1/2" x 5/16"	61.80	57.07	7.2	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
16	1/2" x 5/16"	69.50	65.10	7.2	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
18	1/2" x 5/16"	77.80	73.14	7.2	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
14	5/8" x 3/8"	78.00	71.34	9.1	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
15	5/8" x 3/8"	83.00	76.36	9.1	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
17	5/8" x 3/8"	93.00	86.39	9.1	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
13	3/4" x 7/16"	87.50	79.59	11.1	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
15	3/4" x 7/16"	99.80	91.63	11.1	16 ^{+0.26} _{+0.13}	40	12	18.3
12	1" x 17.02	109.00	98.14	16.2	20 ⁺⁰ _{+0.1}	47	14	17.7
13	1 1/4" x 3/4"	147.80	132.65	18.5	25 ⁺⁰ _{+0.1}	52	15	21.0



Naše napínací řetězová kola jsou dodávána se zabudovaným ložiskem a jsou připravena pro přímou montáž na napínací elementy.

Příloha L – korespondence s firmou ŘETĚZY Olomouc, spol. s r.o.

> ----- Původní zpráva -----
> Od: ŘETĚZY Olomouc, spol. s r.o. <info@retezyolomouc.cz>
> Předmět: RE: dotaz
> Datum: 03.11.2010 11:43:42
> -----
> Vážený pane,
>
> lišty se šroubují, stačí samořeznými šrouby (se zápusťnou hlavou) a následně
> se do nich zasune plast. vedení.
> Pro posouzení tlaku potřebuji znát velikost řetězu, tvar vedení a hmotnost
> přepravovaného kusu.
>
> S pozdravem
>
> Dipl. ing. Vítězslav Šimek

> ----- Původní zpráva -----
> Od: ŘETĚZY Olomouc, spol. s.r.o. <info@retezyolomouc.cz>
> Předmět: RE: dotaz
> Datum: 09.11.2010 11:03:43
> -----
> Vážený pane,
>
> mrkněte prosím na stránky www.murtfeldt.cz, kde naleznete v odkazu
> Služby/konstrukční dotazníky/návrh vedení řetězu
> dotazník, který vyplníte, odešlete a dostanete výpočet.
>
> Rozdíl mezi TS a CTS je pouze v použití vodícího profilu C5 pro
> přišroubování k podkladu.
>
>
> S pozdravem
>
> Dipl. ing. Vítězslav Šimek

> ----- Původní zpráva -----

> Od: Vlk Martin, ŘETĚZY Olomouc spol. s.r.o. <vlk@retezyolomouc.cz>

> Předmět: FW: základní dynamická únosnost

> Datum: 21.3.2011 08:50:35

> -----

>

> Dobrý den,

>

> dynamická únosnost 9560N, statická 4750N.

>

>

> S pozdravem/Best regards

>

> Vlk Martin

Příloha M – korespondence s firmou MURFELD plasty s.r.o

> ----- Původní zpráva -----

> Od: Roman Krištof <Roman.Kristof@murfeldt.cz>

> Předmět: Vedení duplex

> Datum: 16.11.2010 10:38:34

> -----

> Dobrý den,

>

> Na uvedeném odkazu si můžete stáhnout 3d model, výkres vedení 221210019

> <http://murfeldt.cadclick.com/>

> Na základě výpočtu našeho technika by mělo vyhovět danému zatížení.

> V praxi se nejčastěji přišroubuje ke stroji pozink nebo neretz C profil a do

> něj vsune plastové vedení.

> Je to i z důvodu tepelné roztažnosti plastu - takto se může volně pohybovat v C

> profilu.

>

> Cena plastového vedení 796Kč/m

> Cena C profilu C9 pozink 241Kč/m

>

> S pozdravem

>

> Ing. Roman Krištof

Příloha N – katalogový list zvoleného Hydro-motoru

Přímočaré hydromotory

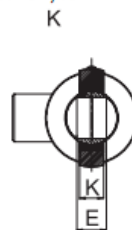
HYDRAULICKÉ MECHANISMY

Hydrauli CS

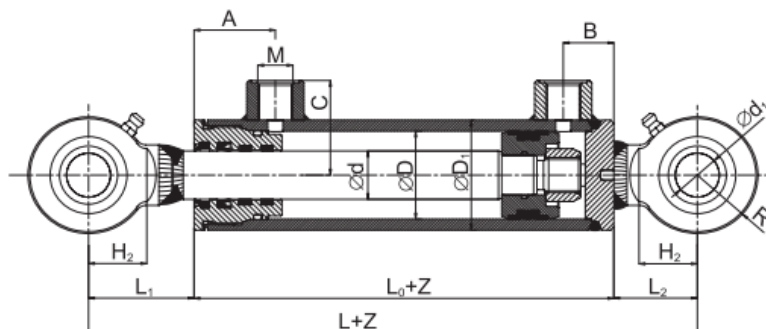
Série EH

pro P_{\max} 18 MPa

Situace přívodního šroubení k rovině kývání

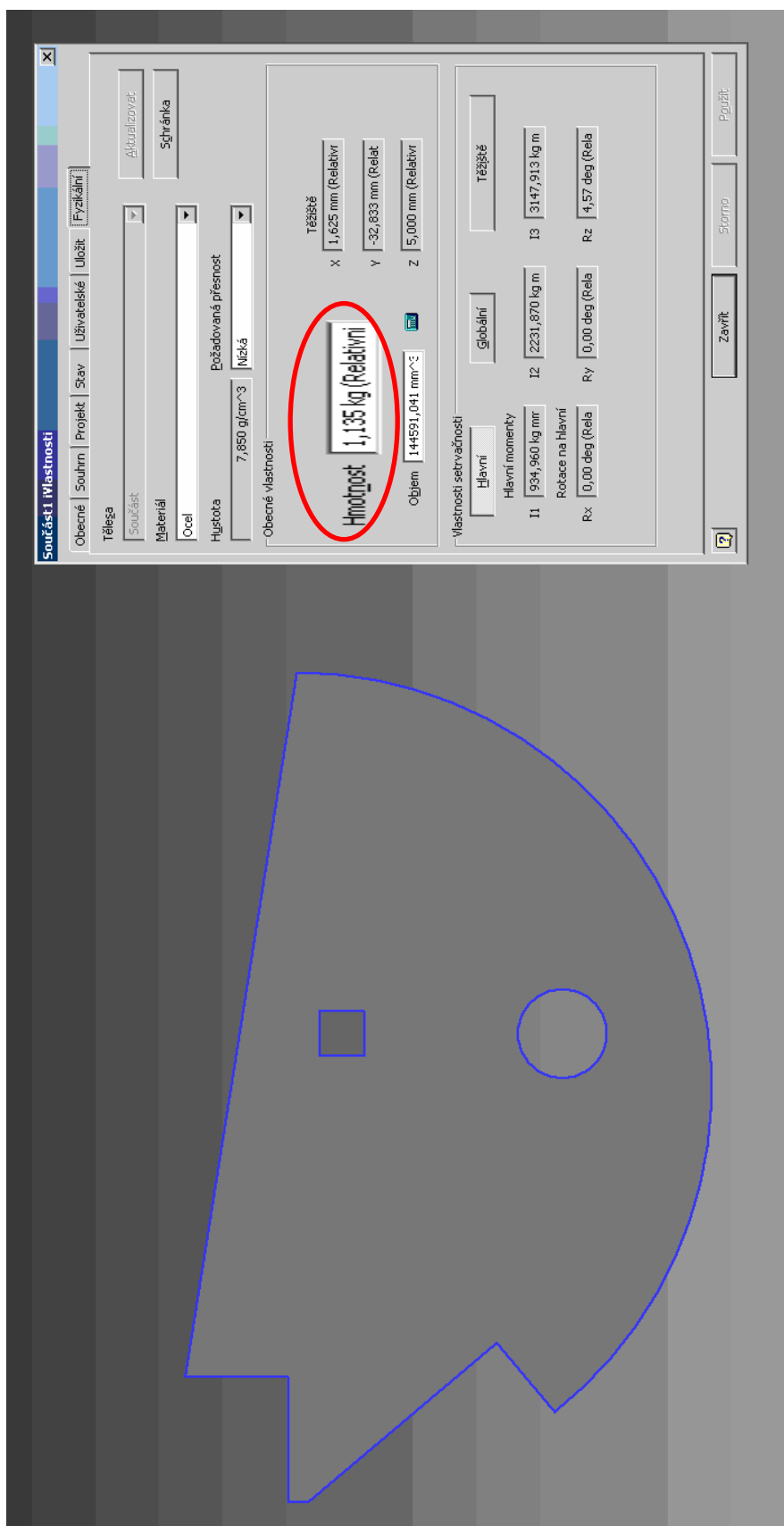


EH

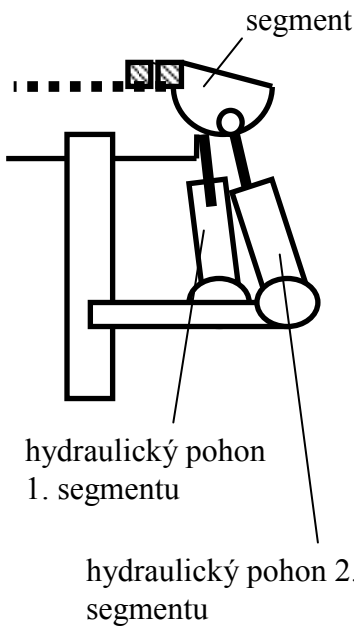
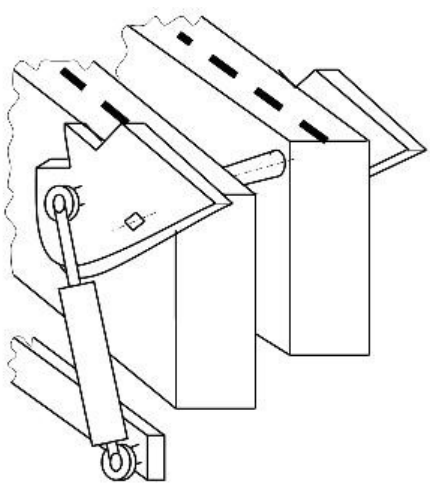


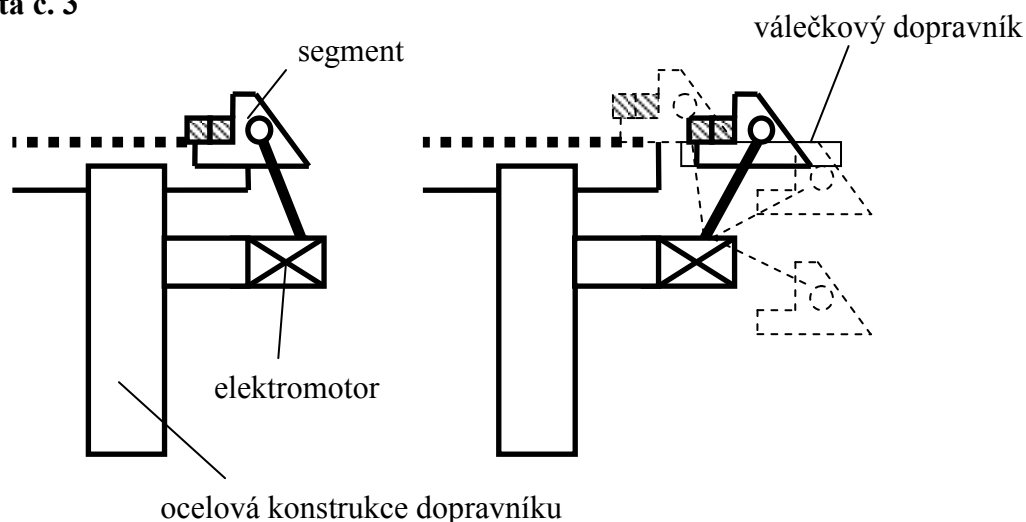
ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	H ₂	M	A	B	C	R	K	E	Maximální doporučené zdvihy (mm)	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
40	22	50	20	177	91	48	38	26,5	16x1,5	37	23	43	26,5	13	16	280	1,73 + Z x 0,008000
40	25	50	20	177	91	48	38	26,5	16x1,5	37	23	43	26,5	13	16	380	1,75 + Z x 0,01000
40	28	50	20	177	91	48	38	26,5	16x1,5	37	23	43	26,5	13	16	480	1,77 + Z x 0,01080
50	25	60	25	207	105	57	45	32	16x1,5	40	23	48	32	17	20	280	2,93 + Z x 0,01080
50	28	60	25	207	105	57	45	32	16x1,5	40	23	48	32	17	20	380	2,95 + Z x 0,01160
50	32	60	25	207	105	57	45	32	16x1,5	40	23	48	32	17	20	500	2,95 + Z x 0,01310
63	32	73	25	224	199	60	45	32	16x1,5	46	28	54,5	32	17	20	370	4,11 + Z x 0,01651
63	36	73	25	224	199	60	45	32	16x1,5	46	28	54,5	32	17	20	500	4,12 + Z x 0,01821
63	40	73	25	224	199	60	45	32	16x1,5	46	28	54,5	32	17	20	650	4,29 + Z x 0,01821
70	36	82	30	251	134	66	51	36,5	22x1,5	51	30	59	36,5	19	22	430	5,93 + Z x 0,02200
70	40	82	30	251	134	66	51	36,5	22x1,5	51	30	59	36,5	19	22	550	5,93 + Z x 0,02380
70	45	82	30	251	134	66	51	36,5	22x1,5	51	30	59	36,5	19	22	730	5,94 + Z x 0,02630
80	40	92	30	264	145	68	51	36,5	22x1,5	55	31	64	36,5	19	22	450	7,57 + Z x 0,02600
80	45	92	30	264	145	68	51	36,5	22x1,5	55	31	64	36,5	19	22	600	7,59 + Z x 0,02850
80	50	92	30	264	145	68	51	36,5	22x1,5	55	31	64	36,5	19	22	700	7,60 + Z x 0,03140
90	45	102	35	296	156	79	61	41	22x1,5	61	34	73	41	21	25	500	10,12 + Z x 0,03050
90	50	102	35	296	156	79	61	41	22x1,5	61	34	73	41	21	25	650	10,13 + Z x 0,03340
90	55	102	35	296	156	79	61	41	22x1,5	61	34	73	41	21	25	850	10,16 + Z x 0,03660
90	63	102	35	296	156	79	61	41	22x1,5	61	34	73	41	21	25	1150	10,18 + Z x 0,04250
100	50	115	40	335	177	89	69	46	22x1,5	69	38	79,5	46	23	28	550	14,59 + Z x 0,04250
100	55	115	40	335	177	89	69	46	22x1,5	69	38	79,5	46	23	28	700	14,62 + Z x 0,04570
100	63	115	40	335	177	89	69	46	22x1,5	69	38	79,5	46	23	28	1000	14,59 + Z x 0,05160
100	70	115	40	335	177	89	69	46	22x1,5	69	38	79,5	46	23	28	1250	14,68 + Z x 0,05730
110	55	125	45	364	190	97	77	51	22x1,5	77	43	84,5	51	27	32	630	18,87 + Z x 0,04820
110	63	125	45	364	190	97	77	51	22x1,5	77	43	84,5	51	27	32	850	18,90 + Z x 0,05410
110	70	125	45	364	190	97	77	51	22x1,5	77	43	84,5	51	27	32	1100	18,93 + Z x 0,05980

Příloha O – hmotnost segmentu



Příloha P - varianty řešení podavače

<p>Varianta č. 1</p> 	<p><u>Popis:</u> Tato varianta je řešena pomocí dvou otočných segmentů. Z každé strany dopravníku je jeden segment. Segmenty jsou proti sobě navzájem posunuty o určitou vzdálenost. Nejprve se otočí (materiál překloupí) segment, který je po směru toku materiálu první. Po překlopení tohoto segmentu s materiálem následuje překlopení druhého segmentu s materiálem. Po překlopení se segmenty vrací zpět v pořadí: nejprve druhý segment a pak první segment.</p> <p><u>Pohon:</u> Každý segment má svůj individuální pohon. Pohon je řešen hydraulický.</p> <p><u>Docílení požadované mezery:</u> Tím, že jsou segmenty proti sobě navzájem posunuty je docíleno toho, že jeden segment překloupí materiál dále a druhý segment pak materiál překloupí blíže. Tímto vzniká mezi překlopenými materiály požadovaná mezera.</p>
<p>Varianta č. 2</p> 	<p><u>Popis:</u> Varianta 2 je řešena pomocí dvou totožných segmentů. Tyto segmenty jsou tvarově upraveny tak, aby na jedno otočení nabraly dva kusy materiálu na jednu a umístily je na válečkový dopravník.</p> <p><u>Pohon:</u> Segmenty jsou na společné hřídeli a jsou poháněny jedním pohonem. Pohon je řešen hydraulicky.</p> <p><u>Docílení požadované mezery:</u> Požadované mezery je docíleno tvarem segmentů. Tím, že segmenty nabírají dva materiály zároveň je třeba už do předu stanovit tvar segmentů a právě ve tvaru tohoto segmentu je i zabudována konečná mezera mezi materiály překlopných na válečkový dopravník.</p>

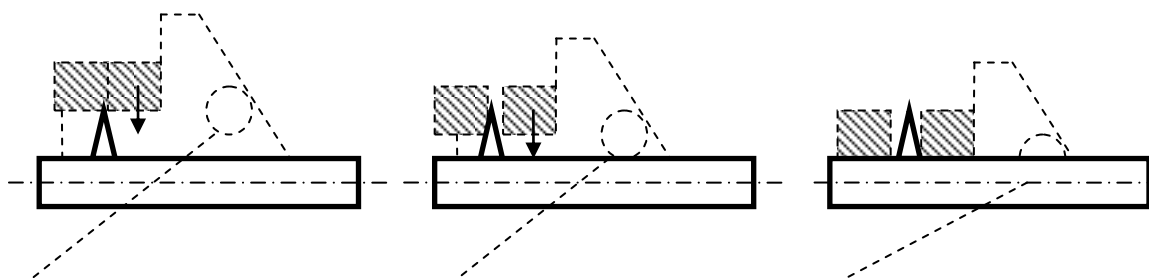
Varianta č. 3

Popis: V této variantě je podavač řešen jako segment, který vykonává rotační pohyb. Materiál je dopraven dopravníkem do segmentu. Segment díky svému tvaru zvedá dva kusy materiálu a otáčivým pohybem materiál dopravuje na válečkový dopravník. Po usednutí materiálu na válečkový dopravník se segment otáčí kolem osy otáčení a dostává se na své výchozí místo.

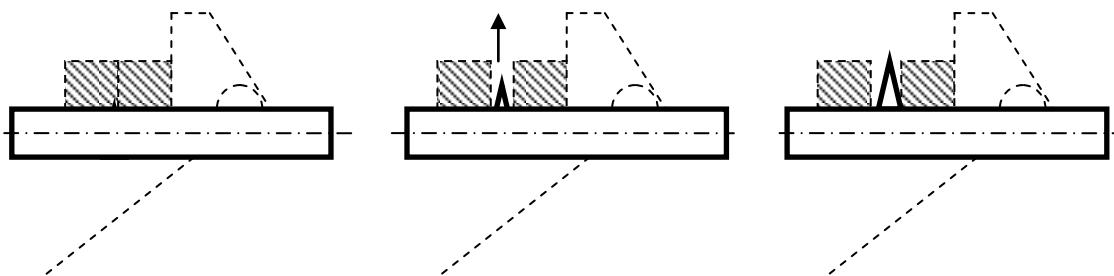
Pohon: Pohonem segmentu je elektromotor

Docílení požadované mezery: Materiál je pomocí segmentu přemístěn na válečkový dopravník bez mezery mezi materiály. Proto je mezeru materiálu docílit uložení na Válečkový dopravník. Opět se zde naskýtá více možností jak toho docílit.

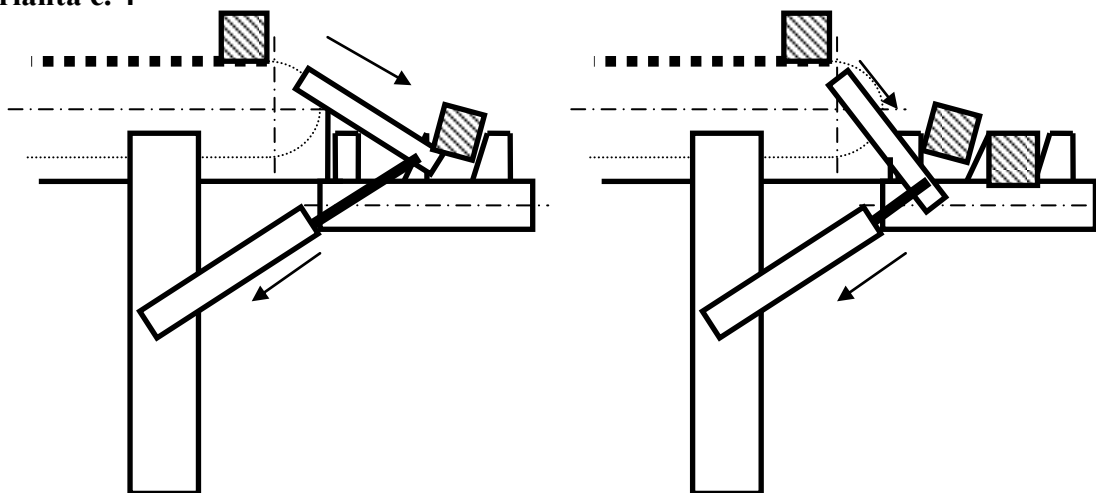
- a) Při dosedání materiálu na válečkový dopravník je zajišťována mezera pomocí pevných hrotů



b) Po dosednutí materiálu na válečkový dopravník vyjede hrot, který vytvoří požadovanou mezeru.



Varianta č. 4



Popis: V této variantě je segment řešen jako sklopný. Materiál přijede na konec dopravníku a po sklopném segmentu se sklouzne do jedné či druhé drážky.

Pohon: Sklopení segmentu je docíleno pomocí hydraulického pohonu.

Docílení požadované mezery: Materiál sklouzává po sklopném segmentu do jedné či druhé drážky. Mezera mezi drážkami je požadované mezera mezi materiály.